



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**ANALÝZA ULOŽENÍ ZADNÍHO KOLA FORMULOVÉHO  
VOZIDLA**

FORMULA CAR REAR WHEEL CARRIER ANALYSIS

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Peter Oravec**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Pavel Ramík**

**BRNO 2019**

# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Peter Oravec**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## **Analýza uložení zadního kola formulového vozidla**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Konstrukční návrhy dílů zavěšení kol vozidel jsou pro dosažení co nejlepších požadovaných vlastností prováděny s použitím počítačových simulací. Tvarově poměrně náročným dílem je zejména nosič kola nazývaný také těhlice. Při strukturálních simulacích napjatosti ve stacionárních zátěžných stavech je možno použít různé způsoby upevnění a zatížení tohoto dílu. Přitom je možno se setkat s odchylkami výsledků simulací, které se způsobem upevnění a zatížení souvisí. Náplní této práce není konstrukční návrh zadní těhlice konkrétního vozidla, nýbrž návrh vhodného postupu při sestavování simulačních modelů tak, aby výsledky co nejvíce odpovídaly reálným stacionárním zátěžným stavům pro použití zejména u těhlic formulových vozů.

**Cíle diplomové práce:**

Provést rešerši konstrukčního uložení kol motorových vozidel se zaměřením na formulové vozy.

Pro dané zavěšení zadního kola sestavit simulační model pro určení zátěžných účinků na zavěšení při vybraných stacionárních zátěžných stavech.

Pro vybrané zátěžné stavy sestavit simulační modely pro strukturální analýzu napjatosti zadní těhlice při zatížení od kola vozidla a od prvků zavěšení.

Provést simulační výpočty se sestavenými modely.

Porovnat získané výsledky strukturálních simulací napjatosti a nalézt možné příčiny a důsledky odchylek výsledků simulací a možných odchylek od reálného namáhání těhlice, případně dalších dílů zavěšení.

**Seznam doporučené literatury:**

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

AL-TABEY, Wael. Finite element analysis in mechanical design using ANSYS: Finite element analysis (FEA) hand book For mechanical engineers with ANSYS tutorials. LAP Lambert Academic Publishing, 2012. ISBN 978-3845404790.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Táto diplomová práca sa zaoberá metodikou, prístupom k analýze uloženia kola formulového vozidla. Hlavnou úlohou je posúdiť vplyv zadania okrajových podmienok na výsledné napätia a deformácie využitím metódy konečných prvkov. V súčasnosti sa pri návrhu nosiču náboja veľmi často uplatňuje topologická optimalizácia s cieľom vytvoriť návrh s čo najnižšou hmotnosťou, ale stále dostatočnou tuhosťou. Jedným zo vstupov topologickej optimalizácie sú práve okrajové podmienky, ktoré by sa mali čo najviac priblížiť realite.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Nosič náboja, tahlica, metóda konečných prvkov, lichobežníkové zavesenie, multi-body model

## ABSTRACT

This diploma thesis is focused on Formula Student upright analysis using finite element method. The main goal is to review an effect of different boundary conditions on stress and deformation. Nowadays, the topologic optimization is a commonly used tool for design process of the upright, to create the lightest and the most rigid design possible. Boundary conditions, which should approximate reality really well, are one of inputs to topological optimization.

## KEYWORDS

Upright, finite element method, double wishbone suspension, multi-body model

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ORAVEC, P. Analýza uložení zadního kola formulového vozidla. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 53 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Ramík.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Bc. Oravec Peter

## PODĚKOVÁNÍ

V prvom rade by som chcel poďakovať rodine za podporu pri vypracovávaní tejto práce. Rovnako chcem poďakovať svojmu vedúcemu Ing. Pavlu Ramíkovi za vedenie práce, konzultácie a potrebné rady, ktoré mi pomohli dokončiť túto prácu. V neposlednom rade chcem poďakovať bývalým kolegom a súčasným členom tímu TU Brno Racing za poskytnutie modelov a dát potrebných k analýze a cenné rady pri ich spracovávaní.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Podvozok vozidla .....	10
2 Konštrukcia nosiča náboja .....	12
2.1 Podľa typu vozidla .....	13
2.2 Technológia výroby .....	14
3 Silové účinky pôsobiace na zavesenie kolesa .....	18
4 Analyzované jazdné stavy .....	20
4.1 Akcelerácia vozidla .....	21
4.2 Brzdenie vozidla .....	21
4.3 Prejazd vozidla zákrutou .....	24
4.4 Overenie zaťažujúcich účinkov .....	25
5 Model zavesenia .....	26
6 Multi-body model zavesenia .....	27
6.1 Multi body model v prostredí Adams View .....	27
6.2 Multi body model v prostredí ansys workbench .....	29
7 Analýza modelu metódou konečných prvkov .....	31
7.1 Súčasná metodika analýzy .....	32
7.2 Analýza modelu s prvkami zavesenia .....	34
7.3 Analýza modelu zaťaženého od prvkov zavesenia .....	36
7.4 Akcelerácia vozidla .....	40
7.5 Brzdenie vozidla .....	43
7.6 Prejazd vozidla zákrutou .....	47
Záver .....	49
Seznam použitých zkratok a symbolů .....	52
Seznam příloh .....	53



## ÚVOD

Podvozok je jedna z najdôležitejších častí vozidla, či už z pohľadu jazdnej dynamiky alebo bezpečnosti vozidla, nakoľko prenáša všetky sily, ktoré pôsobia medzi pneumatikou a vozovkou na karosériu, prípadne rám vozidla. Akákoľvek porucha môže viesť k strate kontroly nad vozidlom a prípadne k dopravnej nehode. Preto je dôležité aby jednotlivé diely podvozku boli navrhnuté tak, aby prenášali toto zaťaženie s požadovanou bezpečnosťou a bez výrazných deformácií. Zároveň si ale jednotlivé komponenty musia zachovať nízku hmotnosť aby nenarástla neodpružená hmotnosť nápravy a vozidlo si zachovalo dobrú jazdnú dynamiku. Z tohto dôvodu sa pri návrhu a analýze dielov podvozku používa metóda konečných prvkov, prípadne topologická optimalizácia.

Úlohou topologickej optimalizácie je vytvoriť najvhodnejší tvar, ktorý by mal nízku hmotnosť a zároveň dostatočnú tuhosť. Jedným zo vstupov topologickej optimalizácie sú okrajové podmienky a zaťaženie modelu, teda výsledný návrh závisí na presnosti týchto vstupov.

Úlohou tejto práce je porovnať rôzne prístupy k analýze uloženia kolesa. Jednotlivé prístupy sa líšia zaťažením modelu, ktoré pôsobí na nosič náboja buď zo strany kolesa alebo od prvkov zavesenia. Rozdiely sú aj v okrajových podmienkach, v prvom prípade je model upevnený pomocou troch väzieb typu „Remote displacement“, v druhom prípade je uchytený na koncoch prvkov zavesenia prostredníctvom sférickej väzby „Spherical joint“ a v poslednom prípade je model prichytený za ložiská náboja opäť pomocou väzby „Remote displacement“.

Analýzy prebehli pre tri jazdné stavy, konkrétne sa jednalo o akceleráciu vozidla, brzdenie vozidla a prejazd vozidla zákrutou. Výstupom každej z analýz bola celková deformácia modelu, redukované napätie v modeli a sily pôsobiace vo väzbách.

Porovnanie jednotlivých prístupov bolo založené najmä na porovnávaní maximálnych hodnôt a priebehov redukovaného napätia v jednotlivých modeloch. Prostredníctvom síl pôsobiacich vo väzbách bolo možné posúdiť statickú ekvivalenciu jednotlivých prístupov.

# 1 PODVOZOK VOZIDLA

Podvozok je jedna z hlavných častí vozidla, ktorej úlohou je prenášať sily a momenty pôsobiace medzi pneumatikou a vozovkou na karosériu, rám vozidla. Nakoľko povrch vozovky je len zriedkakedy rovný je ďalšou úlohou podvozku umožniť kolesu relatívny pohyb voči karosérii a tlmenie prejazdov nerovností tak, aby bola zachovaná príľnavosť pneumatiky k vozovke a primeraný komfort posádky. Podvozok vozidla pozostáva z kolesa s pneumatikou, zavesenia, odpruženia, riadenia a brzdového systému. Táto práca sa bude ďalej zaoberať len jednou časťou podvozku a to konkrétne zavesením kolesa.

Zavesenie kolesa (náprava) nesie hmotnosť vozidla, prenáša sily medzi kolesom a karosériou, umožňuje relatívny pohyb kolesa voči karosérii vozidla v zvislom smere a natáčanie kolies riadenej nápravy. Zároveň zabráňuje alebo do určitej miery obmedzuje nežiadúce pohyby kolesa pri prepružení, ako je napríklad pohyb kolesa v priečnom smere. Zavesenie možno rozdeliť na závislé a nezávislé. Pri závislom zavesení sú kolesá na pravej a ľavej strane vzájomne prepojené a pri pohybe sa priamo ovplyvňujú. Naopak pri nezávislom zavesení sa kolesá ovplyvňujú len nepriamo prostredníctvom karosérie, rámu vozidla. [1]

Vo väčšine dnes vyrábaných osobných vozidiel nájdeme obidva druhy zavesenia. Zavesenie prednej riadiacej a vo väčšine prípadov aj hnacej nápravy je nezávislé. Často sa používa zavesenie typu MacPherson alebo lichobežníkové zavesenie. Naopak zavesenie zadnej neriadenej a hnacej nápravy je závislé. Kvôli svojej relatívnej jednoduchosti sa často používa kľuková náprava. Pri hnacích zadných nápravách sa môže vyskytnúť závislé aj nezávislé zavesenie. Pri osobných vozidlách, ktoré nie sú bežne určené do terénu sa aj z dôvodu jednoduchšieho vedenia a napojenia hnacích hriadeľov ku kolesu používa viacprvkové zavesenie.

Súčasnou výzvou je prechod na alternatívne druhy pohonu akým je napríklad elektrická energia. Na prvý pohľad sa môže zdať, že táto zmena nebude mať na podvozok vozidla výrazný vplyv ale je to práve naopak. Práve pri závodných elektrických vozidlách sa ukazuje byť veľmi výhodné umiestnenie motoru priamo v kolese vozidla, čo umožňuje zlepšenie riadenia vozidla nakoľko takéto umiestnenie umožňuje vektorovanie točivého momentu tzv. „torque vectoring“. Na druhej strane sa jedná o zásah, ktorý výrazne mení požiadavky na nosič náboja kolesa. Podobnejšie bude táto problematika rozobraná v nasledujúcich kapitolách.

Pri návrhu komponentov zavesenia sa musia zohľadniť väčšie sily, ktoré pôsobia na vozidlo a ktoré musia jednotlivé komponenty preniesť. Aby nedošlo k zhoršeniu jazdnej dynamiky, je potrebné zachovať nízku hmotnosť neodpružených hmôt na náprave. Tieto viac menej protichodné požiadavky vedú často k použitiu materiálov s nízkou hustotou ale s vysokou pevnosťou, akými sú napríklad rôzne hliníkové, horčíkové zliatiny prípadne kompozitné materiály. Rovnako nútia konštruktéra k využitiu nových prístupov k návrhu a analýze daného komponentu.

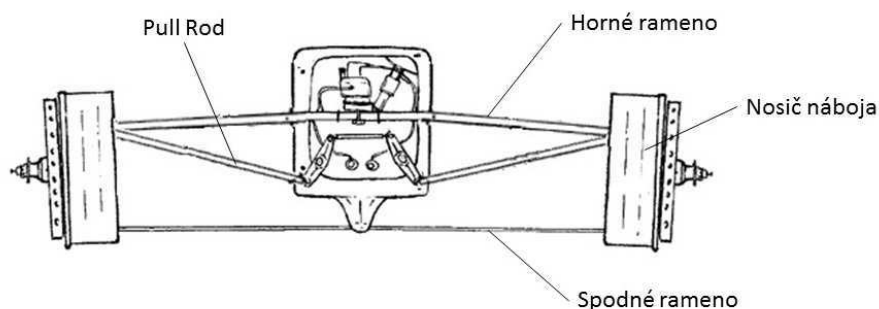
Lichobežníkové zavesenie sa v závodných vozidlách používa ako predná, riadená náprava ale aj ako zadná neriadená náprava. Rovnako sa môže použiť na hnacej a hnanej náprave. Konštrukčne pozostáva z dvoch priečnych, trojuholníkových rôzne dlhých ramien, ktoré sú dvomi bodmi otočne pripevnené ku karosérii vozidla a jedným guľovým kĺbom k nosiču náboja „tehlici“. Koncové body ramien premietnuté do priečnej roviny tvoria lichobežník z čoho je odvodený názov tohto typu zavesenia. [1]

Tento typ zavesenia je najpoužívanější typ zavesenia v konštrukcii formulových vozidiel. Usporiadanie lichobežníkového zavesenia umožňuje pomerne rýchlu zmenu nastavenia parametrov geometrie, akým je napríklad odklon alebo zbíhavosť kolies. Lichobežníkové zavesenie má oproti iným typom zavesenia aj dobré aerodynamické vlastnosti. Pri prepružení kola voči ránu vozidla dochádza k zmene kinematických parametrov, obzvlášť odklonu kola.

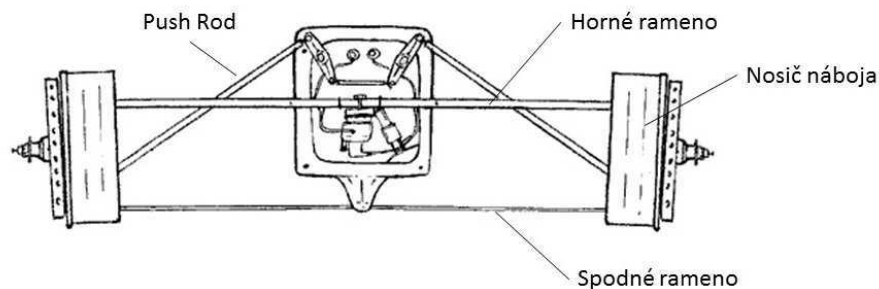
V súťaži Formula Student je možné vidieť rôzne prevedenia tohto zavesenia, ktoré sa od seba líšia použitým systémom odpruženia, konštrukčným riešením jednotlivých prvkov zavesenia alebo použitým materiálom.

Na nasledujúcom obrázku je schematicky znázornené zavesenie vozidla typu „pull rod“ a „push rod“. Pod pojmi „push rod“ a „pull rod“ sa rozumie tiahlo, ktoré spája dané rameno zavesenia s vahadlom a tlmičom. Typ zavesenia ovplyvňuje zaťaženie nosiča náboja nakoľko určuje či silu pôsobiacu v zvislom smere bude prenášať spodný bod ako je tomu v prípade „push rod“ alebo naopak horné body nosiča náboja v prípade „pull rod“.

### Pull - Rod



### Push - Rod



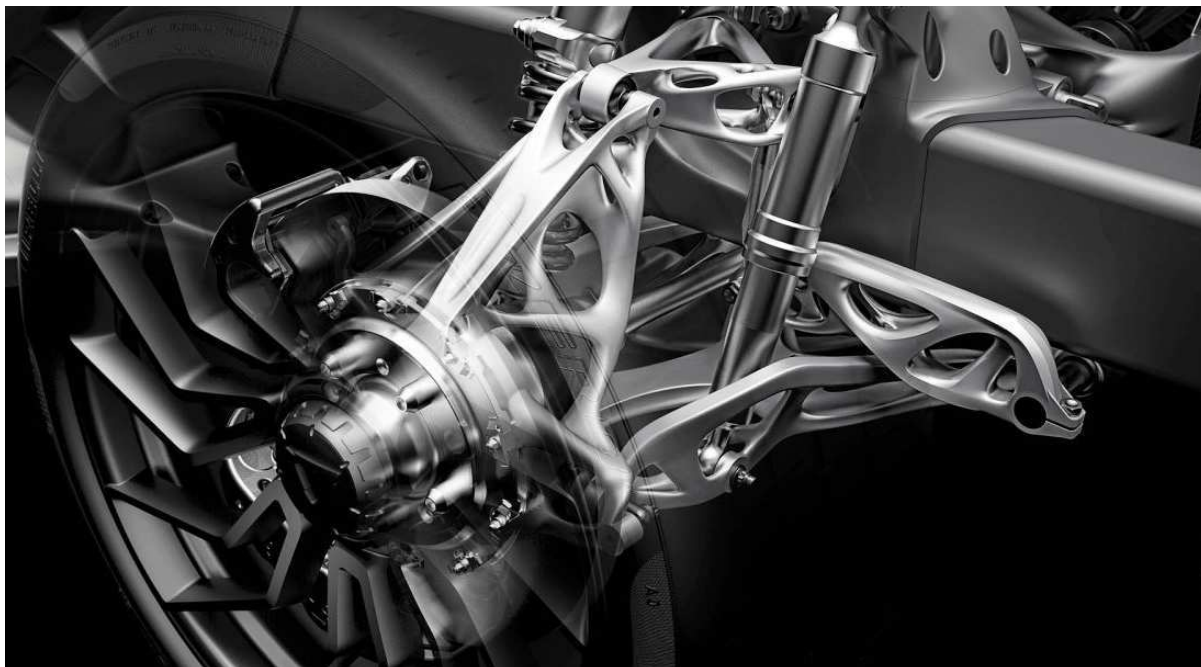
Obr. 1 Schematické zobrazenie lichobežníkového zavesenia typu „pull rod“ a „push rod“ [2].

## 2 KONŠTRUKCIA NOSIČA NÁBOJA

Nosič náboja je časť lichobežníkového zavesenia, ktorá spája koniec horného a koniec spodného ramena. Umožňuje tuhé uloženie náboja kolesa v ložiskách a pevné uchytenie brzdového strmeňa.

Základné rozmery nosiča náboja sú definované polohou tzv. kinematických bodov nápravy, rozmermi ložísk náboja kolesa a rozmermi a spôsobom uchytenia brzdového strmeňa. Najpoužívanejším typom ložísk vo vozidlách súťaže Formule Student sú jednoradové guľičkové ložiská, ktoré sú schopné preniesť vyššie axiálne zaťaženie. Navrhovaný tvar tehlice by mal spĺňať viacero protichodných požiadaviek. Na jednej strane musí byť tehlica dostatočne tuhá ale zároveň musí mať nízku hmotnosť. Táto skutočnosť často vedie k použitiu rôznych materiálov s nízkou hustotou a vysokou pevnosťou alebo špeciálnych výrobných technológií, ktoré umožňujú vyrobiť tvarovo zložitú súčasť s menším objemom a teda nižšou hmotnosťou. Zároveň ale môžu podstatne navýšiť cenu výroby dielu. Preto je nutné nájsť pomocou CAD softwaru, metódy konečných prvkov alebo aplikáciou topologickej optimalizácie ideálny kompromis medzi týmito požiadavkami.

Topologická optimalizácia je matematický prístup, ktorého úlohou je navrhnuť optimálny tvar, ktorý splní definované požiadavky. Na rozdiel od klasického prístupu kedy konštruktér analyzuje vopred navrhnutý tvar použitím metódy konečných prvkov, topologická optimalizácia na základe zaťaženia, okrajových podmienok a vlastností materiálu vytvorí vo vyhradenom objeme efektívne riešenie tvaru súčasti. Metóda umožňuje vytvárať komplexné tvary, ktoré pripomínajú organické štruktúry aj preto a veľmi často topologická optimalizácia spája s aditívnou technológiou výroby. [3]



*Obr. 2 Ukážka topologicky optimalizovaného nosiča náboja a prvkov zavesenia kolesa. [4]*

## 2.1 PODĽA TYPU VOZIDLA

Konštrukcia nosiča náboja sa značne líši v závislosti od typu vozidla, pre ktoré je určený. Závisí od typu zavesenia kolies daného vozidla, od druhu pohonu vozidla a podobne. Rozdielne požiadavky sú kladené na nosič náboja pre osobné, rodinné vozidlá a iné pre športové a formulové vozidlá. Zatiaľ čo pri prvých menovaných bude značnú úlohu pri návrhu zohrávať ekonomika a hromadnosť výroby spolu so spoľahlivosťou a životnosťou daného dielu, pri športových vozidlách je dôležitejšia nízka neodpružená hmotnosť nápravy a nízka hmotnosť a momenty zotrvačnosti celého vozidla. Rovnako je možné nájsť určité odlišnosti medzi vozidlami so spaľovacím motorom a vozidlami s elektrickým pohonom.



Obr. 3 Elektromotor umiestnený v nosiči náboja. [5]

Nosič náboja závodných vozidiel s elektrickým pohonom sa líši od toho použitého na formulách so spaľovacím motorom najmä tým, že je v ňom uložený elektromotor s príslušenstvom a stály prevod tvorený planétovou prevodovkou. Z tohto dôvodu musí byť nosič náboja väčší aby doň bolo možné jednotlivé komponenty umiestniť. Keďže sa vo vnútri nosiča náboja nachádza stály prevod, je potrebné zabrániť vniknutiu nečistôt do vnútorného priestoru nosiča náboja a prevodovky. Rovnako je potrebné, aby zo stáleho prevodu neunikalo mazivo.



Obr. 4 Zostava stáleho prevodu vozidla Formula Student electric. [6]



## 2.2 TECHNOLOGIA VÝROBY

Návrh tvaru nosiča náboja sa následne odvíja od plánovanej technológie výroby. Použitá technológia musí zaručiť požadovanú rozmerovú presnosť, primerané výrobné náklady a v neposlednom rade prijateľnú dobu výroby. Najrozšírenejšími technológiami výroby nosiča náboja sú trieskové obrábanie, zváranie alebo odlievanie. V poslednej dobe narastá aj počet nosičov náboja vyrobených aditívnymi technológiami, akou je napríklad SLM technológia. Vo vrcholom motoršporte, akým je napríklad Formula 1 sa môžu vyskytnúť aj nosiče náboja vyrobené z kompozitných materiálov, akými sú uhlíkové a aramidové vlákna. Návrh a výroba nosiča náboja z kompozitných materiálov je oproti ostatným technológiám oveľa viac náročná.

### 2.2.1 TRIESKOVÉ OBRÁBANIE

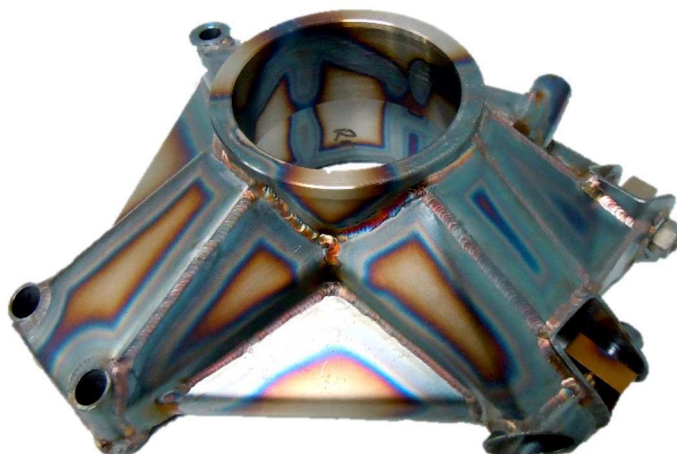
Jedná sa o najrozšírenejšiu a najdostupnejšiu technológiu výroby nosiča náboja v súťaži Formula Student. Jej výhodou je možnosť použitia vysokopevnostných hliníkových, prípadne horčíkových zliatin, ktoré nemusia byť zvárateľné - napríklad EN AW 7075 T6. Výhodou tejto technológie je odstránenie procesu tepelného spracovania, dosiahnutie vysokej presnosti a nízkej hmotnosti dielu. Pri návrhu je potrebné zohľadniť možnosti stroja, na ktorom sa bude diel vyrábať. Nevýhodou tejto technológie je vysoká cena výroby tvarovo zložitejších dielov.



Obr. 5 Nosiče náboja monopostu Dragon 7 vyrobené trieskovým obrábaním. [7]

### 2.2.2 ZVÁRANIE

Zvárané nosiče náboja sa vyskytujú pomerne často v motoršporte. Na trhu je momentálne množstvo špecializovaných spoločností, ktoré sa venujú návrhu a výrobe upravených nosičov náboja pre závodné účely. Popri trieskovom obrábaní sa v tomto vo veľkom počte vyskytujú práve zvárané nosiče náboja. Výhodou tejto metódy v porovnaní s odlievaním je menšia technologická a finančná náročnosť. Nevýhodou je nutnosť výroby fixačného prípravku na zváranie a tepelného spracovania k odstráneniu zvyškového pnutia. Funkčné plochy sa opracovávajú až po tepelnom spracovaní.



*Obr. 6 Zváraný nosič náboja. [8]*

Používa sa prevažne oceľový materiál z dôvodu lepšej zvárateľnosti ale je možné použiť aj hliníkové zliatiny. Jednotlivé časti zvarenca tvoria diely vytvorené z hutných polotovarov, z plechu alebo vopred na hrubo obrobené časti. Pri návrhu je potrebné navrhnuť zvary tak aby boli čo najmenej smykovo namáhané. Najvhodnejšou metódou zvárania sa javí metóda zvárania TIG, teda zváranie elektrickým oblúkom v inertnej ochrannej atmosfére s použitím netaviacej sa volfrámovej elektródy. Jedná sa o jednu z najprácejších ale aj najprecíznejších metód zvárania, ktorá umožňuje vytvoriť vysoko kvalitný zvar.

### 2.2.3 ODLIEVANIE

Odlievanie je jedna z najpoužívanějších technológií výroby nosiča náboja v sériovej výrobe. V závislosti od konštrukcie odliatku sa používa gravitačné, nízkotlaké alebo vysokotlaké odlievanie. Pri vytváraní návrhu je potrebné do modelu zakomponovať technologické úkosity a zaoblenia. Medzi používané materiály patria zliatiny železa, hliníkové alebo horčíkové zliatiny. Výhodou tejto technológie je možnosť dosiahnutia vyššej produktivity a ekonomiky výroby. Nevýhodou malosériovej alebo kusovej výroby môže byť jej relatívna náročnosť, nakoľko je potrebné vytvoriť nielen formu odliatku ale aj jadrovníky a iné technologické zariadenia potrebné pre výrobu. Výsledná rozmerová a geometrická presnosť a drsnosť povrchu funkčných rozmerov sa získa až finálnym trieskovým obrábaním. Niektoré nedostatky v malosériovej a prototypovej výrobe je možné odstrániť použitím metódy „Rapid casting“.



Obr. 7 Neopracovaný odliatok nosiča náboja z hliníkovej zliatiny. [9]

### RAPID CASTING

Technológia „Rapid casting“ spája dohromady aditívne technológie spolu s tvorbou foriem pomocou vytaviteľného modelu. Vytaviteľný model je vytvorený pomocou aditívnej technológie z vosku alebo z polystyrénu, ktorý je následne pokrytý keramickou vrstvou. Po odstránení modelu sa získa keramická forma, do ktorej sa následne naleje tavenina. Po stuhnutí odliatku nasleduje očistenie odliatku, tepelné spracovanie a finálne obrobenie funkčných plôch.

Ako už bolo uvedené táto technológia spája výhody dvoch rôznych technológií. Pomocou aditívnych technológií sa vytvorí zložitý tvar, ktorý sa následne odleje a tým sa predíde komplikáciám so spájaním jednotlivých vrstiev pri 3D tlači. Výhodou je širší výber materiálov, ktoré je možné odlievať ale zatiaľ ich nie sme schopní spracovať aditívnymi technológiami. Nevýhodou je komplikovanejší proces a nutnosť vykonať simulácie odlievania kovu, aby sa predišlo tvorbe pórovitosti v odliatku a tým zhoršeniu jeho mechanických vlastností. [10]



Obr. 8 Postup návrhu nosiča náboja od CAD modelu, topologickej optimalizácie, simulácie odlievania až k finálnemu návrhu nosiča náboja. [11]



## 2.2.4 ADITÍVNE TECHNOLOGIE

S použitím aditívnych technológií sa stretávame čoraz častejšie. Tieto technológie umožňujú vyrábať pomerne zložité tvary, ktoré nie je možné vyrobiť konvenčnými technológiami. Najrozšírenejšia technológia 3D tlače je „selective laser melting“ (SLM). Jedná sa o metódu, kedy sa na seba pomocou laseru natavujú jednotlivé vrstvy prášku, ktoré postupne vytvoria požadovaný tvar dielu. Tento proces vnáša do materiálu pomerne veľké vnútorné pnutie, ktoré sa musí odstrániť následným tepelným spracovaním. Nakoľko výsledný diel nedosahuje požadovanú rozmerovú presnosť a kvalitu povrchu, je potrebné na funkčné plochy pridať prídavok na obrábanie a plochy následne obrobiť. Technológiu 3D tlače je veľmi výhodné použiť na diely, ktoré boli topologicky optimalizované. Nevýhodou tejto technológie je opäť pomerne vysoká cena.

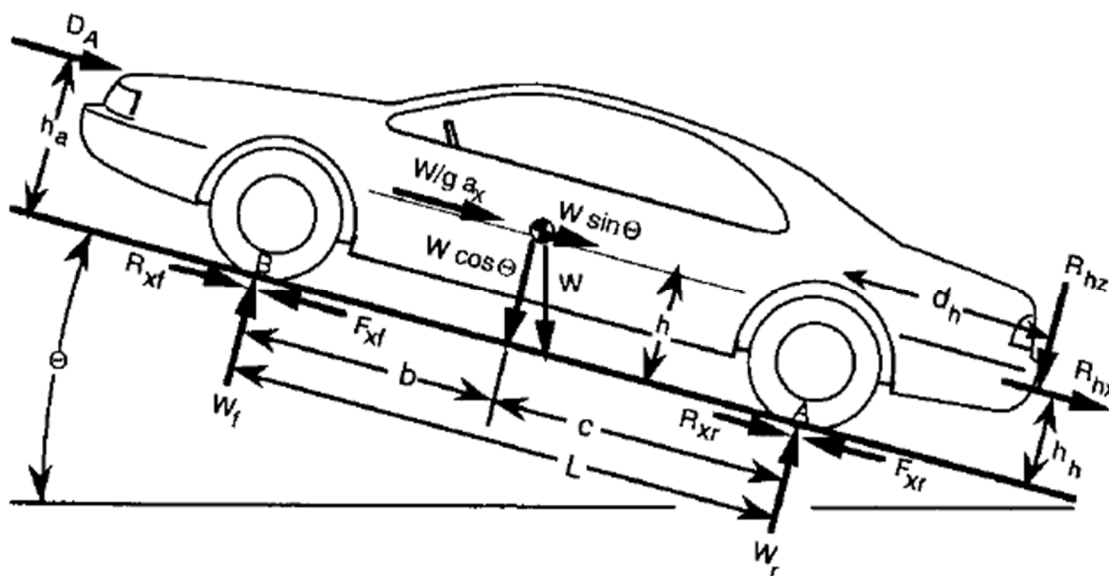


*Obr. 9 Topologicky optimalizovaný nosič náboja so zabudovaným stálym prevodom.[12]*

Aditívne technológie sa neuplatňujú len pri výrobe finálnych komponentov ale používajú sa aj v priebehu návrhu a výroby prototypov, kedy je potrebné použiť rôzne druhy plastových modelov na overenie funkčnosti návrhu alebo určenie polohy dielov pri montáži rôznych ostatných dielov v dobe, kým originálny diel ešte nie je k dispozícii.

### 3 SILOVÉ ÚČINKY PÔSOBIACE NA ZAVESENIE KOLESA

Počas jazdy na vozidlo pôsobí niekoľko druhov síl. Sú to jednak sily, ktoré vozidlo poháňajú - hnacie sily alebo naopak vozidlu bránia v jeho pohybe – odporové sily. Odporové sily sú tvorené najmä valivým odporom, aerodynamickým odporom, odporom zrýchlenia a odporom stúpania. Hnacia sila je tvorená hnacím ústrojenstvom a reakciou podložky. Výsledné pôsobenie týchto síl na vozidlo sa prenáša z vozidla cez pneumatiku až na vozovku. Momentová rovnováha jednotlivých síl pôsobiacych na vozidlo je uvedená v nasledujúcom



Obr. 10 Dynamické silové účinky pôsobiace na vozidlo. [13]

vzťahu. Momentová rovnováha je uvažovaná k bodu A (obr. 10) teda k miestu styku zadného kolesa s vozovkou.

$$W_f L + D_A h_a + \frac{W}{g} a_x h + R_{hx} h_h + R_{hz} d_h + W h \sin \theta - W h \cos \theta = 0 \quad (1)$$

Kde  $W$  označuje tiaž vozidla pôsobiacu v ťažisku vozidla, ktorá je rozložená do zložiek pôsobiacych v jednotlivých smeroch nakoľko sa vozidlo nachádza na svahu so sklonom  $\theta$ .  $W/g a_x$  označuje odpor zrýchlenia vozidla.  $W_f$  a  $W_r$  označujú normálové zaťaženie prednej a zadnej nápravy. Sily  $F_{xf}$  a  $F_{xr}$  pôsobiace v pozdĺžnom smere vozidla sú hnacie sily, ktoré vznikajú v mieste kontaktu pneumatiky s vozovkou. Rovnako v mieste kontaktu pneumatiky s vozovkou vznikajú aj sily  $R_{xf}$  a  $R_{xr}$ , ktoré označujú valivý odpor. Sila  $D_A$ , ktorá pôsobí vo výške  $h_a$  je sila aerodynamického odporu vozidla. Sily  $R_{hx}$  a  $R_{hz}$  sú sily, ktoré reprezentujú odpor prívesu. [13] Jazdným odporom prívesu sa táto práca nevenuje nakoľko predmetom tejto práce je nosič náboja závodného vozidla, ktoré nie je vybavené ťažným zariadením. Jednotlivé sily pôsobiace na vozidlo sú popísané v nasledujúcej časti práce.

Odpor zrýchlenia označený na obrázku silou  $W/g a_x$ , ktorý je popísaný druhým Newtonovým zákonom. Najviac je ovplyvnený hmotnosťou vozidla, výškou ťažiska vozidla a jeho zrýchlením. Odpor zrýchlenia spôsobuje viaceré dynamické javy ako je napríklad pozdĺžny a priečny prenos zaťaženia („load transfer“). Veľkosť pozdĺžneho prenosu zaťaženia závisí rovnako aj na veľkosti rázvoru náprav a veľkosť priečneho prenosu zaťaženia závisí na

rozchode kolies na danej náprave. Pričný prenos zaťaženia je okrem toho ešte závislý na klopnej tuhosti jednotlivých náprav vozidla.

## 4 ANALYZOVANÉ JAZDNÉ STAVY

Súťaž Formula Student a monoposty Formule Student sú veľmi špecifické. Jedná sa o prototypové vozidlá, ktoré nenajazdia príliš veľký počet kilometrov ale zväčša sú dotlačené až na hranu svojich technických parametrov. Týmto podmienkam musí odpovedať aj návrh komponentov podvozku. Pri návrhu jednotlivých komponentov podvozku sa vychádza z dát získaných zo senzorov na vozidle počas jeho jazdy. Jedná sa najmä o dáta z akcelerometra, potenciometrov snímajúcich zdvih každého z tlmičov alebo napríklad zo senzorov tlaku v brzdovom systéme.

Pri návrhu sa každý komponent dimenzuje na najväčšie teoreticky možné zaťaženie, ktoré sa s veľkou pravdepodobnosťou na danom komponente vyskytne len pár krát za dobu životnosti vozidla. Z tohto dôvodu sa neanalyzuje prípadné únavové porušovanie komponentu.

Pre zjednodušenie analýzy boli zvolené tri ustálené jazdné stavy, ktoré sú popísané v tejto kapitole. Zaťažujúce účinky pôsobiace v jednotlivých stavoch sú určené na základe analytických výpočtov dynamiky vozidla a modelu pneumatiky. Pri určovaní zaťažujúcich účinkov boli zanedbané parametre geometrie kolesa. Z tohto dôvodu sa odklon a zbiehavosť kolesa zanedbávajú aj v realizovaných analýzach.

Pre jednoduchšiu predstavu ako pôsobia jednotlivé sily v jednotlivých jazdných stavoch bol zavedený súradnicový systém vozidla. Počiatok súradnicového systému je umiestnený pod stredom prednej nápravy vozidla v rovine vozovky. Smerovanie jednotlivých osí je znázornené pri každom obrázku. Nakoľko bol prevzatý súradnicový systém použitý v CAD modeli, smeruje kladný smer osy  $x$  do zadnej časti vozidla a kladný smer osy  $y$  na pravú stranu vozidla.

Tab. 1 Parametre vozidla Dragon 9.

Rázvor náprav vozidla	$L$ [mm]	1528
Rozchod náprav vozidla	$t$ [mm]	1170
Hmotnosť vozidla s vodičom	$m$ [kg]	240
Výška ťažiska	$h$ [mm]	305
Dynamický polomer kolesa	$r_d$ [mm]	229
Stredný polomer brzdového kotúča	$r_s$ [mm]	86,5
Uhol prichytenia strmeňa	$\alpha$ [°]	27,3

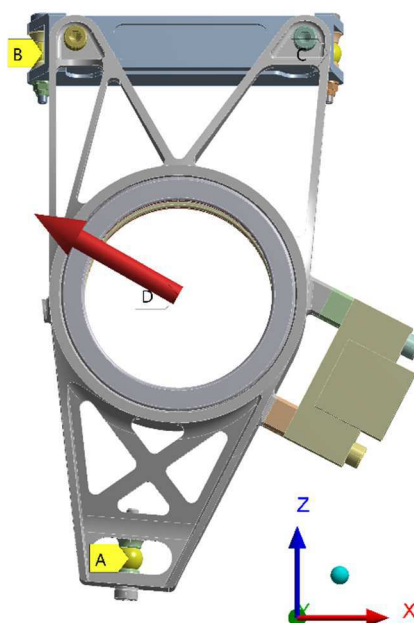
## 4.1 AKCELERÁCIA VOZIDLA

Akcelerácia je stav, kedy sa vozidlo pohybuje zrýchleným pohybom a na zavesenie pôsobí zrýchlenie, sila v pozdĺžnom smere osi  $x$  a zvislom smere osi  $z$ . Sila pôsobiaca na zadnú nápravu v zvislom smere je navýšená oproti statickému zaťaženiu o dynamickú hodnotu prenosu zaťaženia, ktorá závisí na polohe ťažiska a rázvore vozidla.

V simulácii je uvažovaný stav, kedy vozidlo zrýchľuje z nulovej rýchlosti s konštantným zrýchlením. Pri výpočte síl sa uvažoval prenos zaťaženia, dynamické zaťaženie zadnej nápravy je väčšie oproti jej statickému zaťaženiu. Ako už bolo v úvode kapitoly uvedené, zanedbávame odklon a zbíhavosť kolies a navyše zanedbávame aerodynamický prítlak od aeropaketu vozidla. Hodnoty síl pôsobiacich na zavesenie sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

Tab. 2 Sily pôsobiace na zavesenie pri akcelerácii vozidla.

Zložka sily	$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]
Akcelerácia	-1650	0	935
Súradnice	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Pôsobisko sily	1528	-585	229

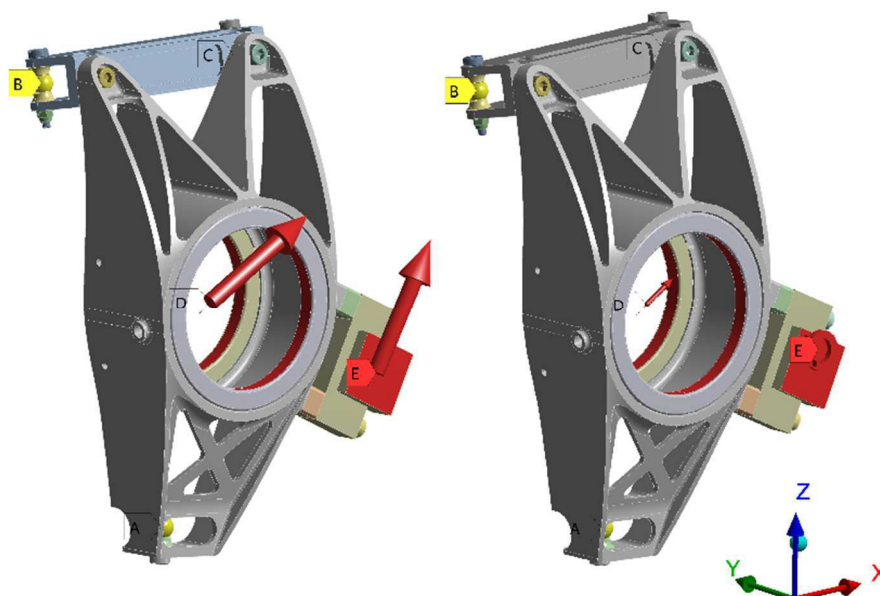


Obr. 11 Grafické znázornenie síl pôsobiacich pri akcelerácii vozidla.

## 4.2 BRZDENIE VOZIDLA

Pri spomaľovaní vozidla pôsobí sila opäť v pozdĺžnom a zvislom smere. Sila a zrýchlenie pôsobí proti pohybu vozidla. Na nosič náboja vozidla pôsobí navyše sila od brzdového strmeňa spolu s jej reakciou pôsobiaceou na náboj kolesa (obr.13). Práve táto reakcia sa v simuláciách prevádzaných v minulých rokoch zanedbávala. Nosič náboja sa zaťažoval len

silou pôsobiacou v mieste brzdového strmeňa alebo momentom pôsobiacim na brzdový strmeň (obr. 12).[14] [15]



Obr. 12 Nevhodné zaťaženie brzdového strmeňa.

Sila v zvislom smere je v tomto prípade zmenšená o hodnotu dynamického prenosu zaťaženia a sila v pozdĺžnom smere pôsobí proti pohybu vozidla. V tomto jazdnom stave je dynamické zaťaženie zadnej nápravy menšie v porovnaní s prednou nápravou.

V simulovanom stave sa vozidlo pohybuje rýchlosťou 90 km/h a začne brzdiť so spomalením 2,5 g. V tomto prípade uvažujeme aerodynamický prítlak aeropaketu nakoľko hodnota prítlaku pri tejto rýchlosti môže odpovedať aj tretine hmotnosti vozidla.

Nakoľko je v tomto zaťažovacom stave potrebné zaťažiť brzdový strmeň a náboj reakciou od brzdového kotúča, musel byť na základe sily pôsobiacej v pozdĺžnom smere a dynamického polomeru kola určený brzdný moment pôsobiaci na brzdovom kotúči. Tento moment bol následne prepočítaný na silu pôsobiacu na ramene rovnajúcom sa strednému polomeru brzdového kotúča, ktorá bola následne rozložená do zvislej a pozdĺžnej zložky v súradnicovom systéme vozidla.

$$M_B = F_x \cdot r_d = F_{BT} \cdot r_s \text{ [Nmm]} \quad (2)$$

$$F_{BT} = \frac{M_B}{r_s} = \frac{F_x \cdot r_d}{r_s} \text{ [N]} \quad (3)$$

$$F_{BT} = \frac{770 \cdot 229}{86,5} = 2038,49 \text{ N}$$

Kde  $M_B$  označuje brzdný moment,  $F_x$  silu pôsobiacu v pozdĺžnom smere,  $r_d$  je dynamický polomer kola,  $F_{BT}$  označuje veľkosť tangenciálnej sily pôsobiacej na brzdový kotúč a  $r_s$  stredný polomer kotúča.

$$F_{Bx} = F_{BT} \cdot \sin \alpha \text{ [N]} \quad (4)$$

$$F_{Bx} = 2038,49 \cdot \sin 27,3^\circ = 935 \text{ N}$$

Kde  $F_{Bx}$  je zložka pôsobiaca v smere osi  $x$ , a  $\alpha$  je uhol uchytenia brzdového strmeňa voči horizontálnej rovine.

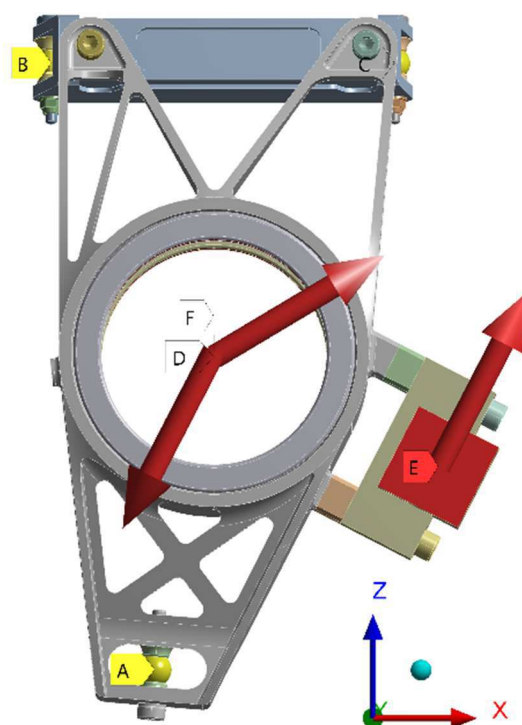
$$F_{Bz} = F_{BT} \cdot \cos \alpha \text{ [N]} \quad (5)$$

$$F_{Bz} = 2038,49 \cdot \cos 27,3^\circ = 1811,5 \text{ N}$$

Vypočítané zložky sily  $F_{Bx}$  a  $F_{Bz}$  boli aplikované na brzdový strmeň a reakcia  $-F_{Bx}$  a  $-F_{Bz}$  bola aplikovaná na náboj kolesa v mieste unášača brzdového strmeňa.

Tab. 3 Veľkosť zložiek síl pôsobiacich na nosič náboja pri brzdení vozidla.

Sila	$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]
Dynamické zaťaženie kolesa	770	0	460
Zaťaženie brzdového strmeňa	935	0	1811,5
Reakcia na náboji kolesa	-935	0	-1811,5
Súradnice	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Pôsobisko sily	1528	-585	229



Obr. 13 Grafické znázornenie síl pôsobiacich na nosič náboja pri brzdení vozidla.

### 4.3 PREJAZD VOZIDLA ZÁKRUTOU

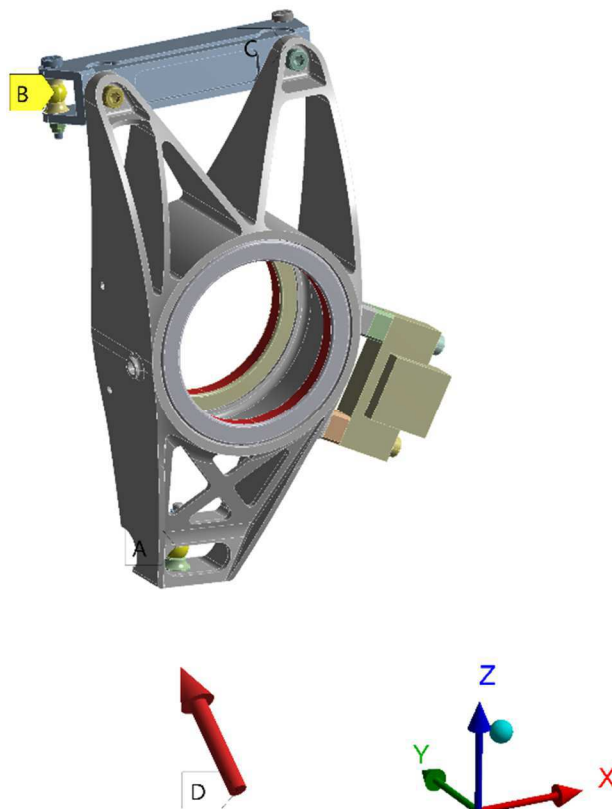
Počas prejazdu vozidla zákrutou, pôsobí na zadnú nápravu sila v zvislom a priečnom smere. Silu pôsobiacu s pozdĺžnym smere zanedbávame, nakoľko predpokladáme prejazd zákrutou s daným polomerom konštantnou rýchlosťou bez akcelerácie alebo brzdenia vozidla. Pri prejazde zákrutou zanedbávame vzniknutý uhol smerovej úchyľky pneumatiky.

V simulovanom stave vozidlo prechádza zákrutu s bočným zrýchlením 2,5 g. Vo výpočte silových účinkov sa uvažoval priečny prenos zaťaženia a pre účely simulácie bolo zvolené koleso idúce po vonkajšom polomere zákruty nakoľko je počas prejazdu viac zaťažené.

Zaťažujúca sila je tentokrát umiestnená v rovine vozovky a nie priamo v strede kolesa, nakoľko silu je možné posúvať len po jej nositeľke. (obr. 14) Súradnice pôsobiska spolu s veľkosťou jednotlivých zložiek sily sú uvedené v nasledujúcej tabuľke.

Tab. 4 Veľkosť jednotlivých zložiek síl pôsobiacich na nosič náboja.

Zložka sily	$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]
Prejazd zákrutou	0	2250	1590
Súradnice	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Pôsobisko sily	1528	-585	0



Obr. 14 Grafické znázornenie síl pôsobiacich pri prejazde vozidla zákrutou.



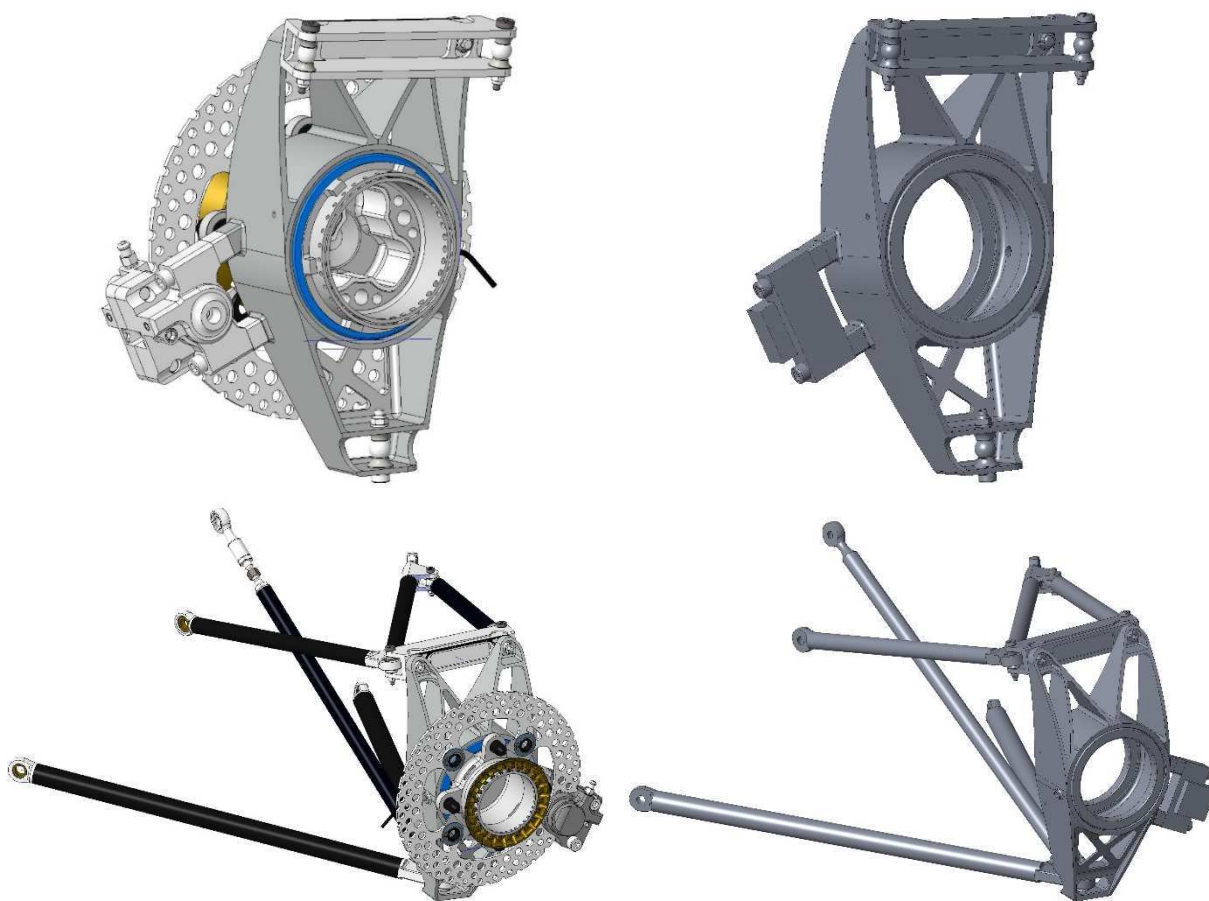
#### 4.4 OVERENIE ZAŤAŽUJÚCICH ÚČINKOV

Dôležitou časťou návrhu je aj overenie správnosti údajov vstupujúcich do výpočtov. Jednou z možností ako je možné zistiť hodnotu síl pôsobiacich medzi pneumatikou a vozovkou je tenzometrické meranie síl pôsobiacich v jednotlivých prvkoch zavesenia kolesa. Pre účely merania sa na očistený povrch jednotlivých prvkov zavesenia prilepia odporové snímače, ktoré snímajú pretvorenie danej súčasti. Po následnej kalibrácii meracieho reťazca je možné danej zmene napätia priradiť hodnotu sily pôsobiacej v danom prvku. Nevýhodou tenzometrického merania je jeho časová a finančná náročnosť. Tiež môže dochádzať k veľkému skresleniu nameraných hodnôt v dôsledku iného namáhania súčasti než sa predpokladalo, napríklad ohybovým namáhaním pri predpokladanom ťahovom, tlakovom namáhaní. [16]

## 5 MODEL ZAVESENIA

V tejto práci bol použitý model zavesenia ľavého zadného kola monopostu Dragon 9 tímu TU Brno Racing. Model zavesenia bol vytvorený tímom TU Brno Racing a za poskytnutie modelu chcem členom tímu aj touto cestou poďakovať.

CAD model bol vytvorený v programe PTC Creo Parametric 3.0. Nakoľko sa v zostave uloženia zadného kola vyskytovali tvarovo zložité komponenty, ktorých analýza ale nebola predmetom tejto práce, museli byť tieto komponenty nahradené tvarovo jednoduchšími telesami, prípadne zo zostavy úplne odstránené. V modeli bolo potrebné nahradiť niektoré časti guľových kĺbov, upraviť modely ramien a ostatných prvkov zavesenia. Taktiež bol zo zostavy odstránený brzdový kotúč, disk s pneumatikou a náboj kola. Brzdový strmeň bol nahradený jednoduchšou geometriou. Týmto úpravami sa dosiahlo skrátenie výpočtového času a zjednodušenie simulácie vďaka zníženiu počtu prvkov a zjednodušeniu výpočtovej siete modelu. Výsledný model bol exportovaný vo formáte .stp.



*Obr. 15 Porovnanie pôvodnej a upravenej geometrie modelu..*

## 6 MULTI-BODY MODEL ZAVESENIA

Aby bolo možné model nosiča náboja zaťažiť v napäťovej analýze od prvkov zavesenia bolo potrebné zistiť sily, ktorými naň pôsobia jednotlivé prvky zavesenia. Z tohto dôvodu bol zostavený multi-body model zavesenia.

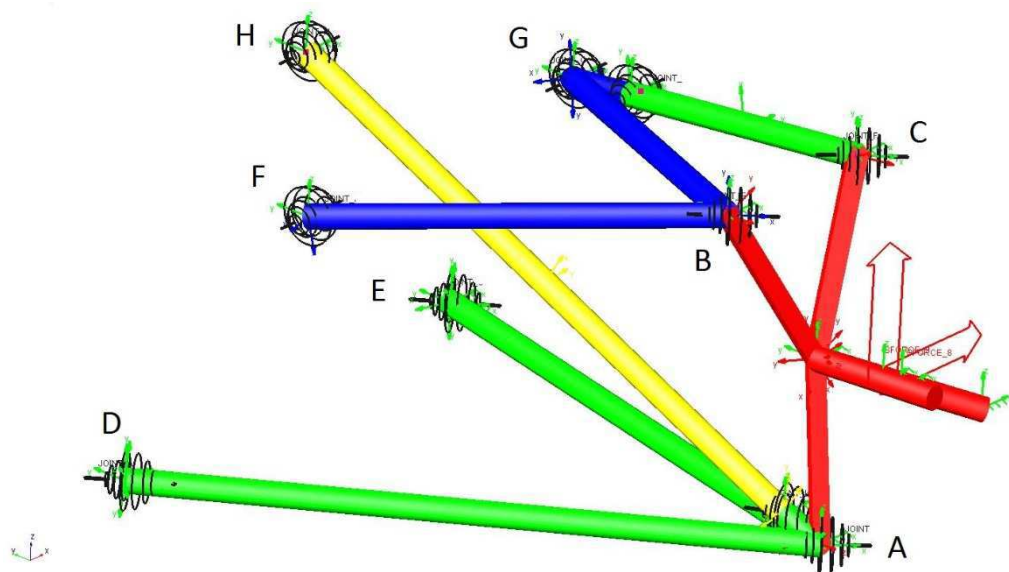
Multi-body model sa používa pri overovaní návrhu vo fáze virtuálneho prototypu, čím sa znižujú náklady na vývoj produktu. Model umožňuje analyzovať zostavy s veľkým množstvom prvkov a skúmať interakciu medzi jednotlivými časťami zostavy. Model sa vo všeobecnosti skladá z tuhých a pružných telies, ktoré sú vzájomne pospájané kinematickými väzbami a na ktoré pôsobia silové účinky. Vstupom modelu môžu byť aj ostatné prvky ako sú generátory pohybu, senzory alebo špeciálne prvky.

Pri vypracovávaní práce boli použité dva multi-body programy a zostavené dva multi-body modely. Najprv bol vytvorený model v prostredí programu MSC Adams View 2017.1 a získané výsledky boli porovnané s výsledkami z programu Ansys Workbench a simulácie „Rigid dynamics“. MSC Adams je jeden z najrozšírenejších a najpoužívanejších multi-body softwarov. Tento program bol zvolený z dôvodu dlhoročného využívania a dlhoročných skúseností s používaním tohto programu na analýzu kinematiky rôznych mechanizmov na ústave automobilového a dopravného inžinierstva. Ansys Workbench bol zvolený z dôvodu výpočtu mutli-body a napäťových analýz v jednom programe.

Vytvorený multi-body model bol v oboch prípadoch značne zjednodušený. Najväčším zjednodušením bolo zanedbanie pružných prvkov zavesenia (tlmiča a pružiny) a s tým súvisiaca nepohyblivosť zavesenia kolesa. Táto skutočnosť má za následok aj to, že pri analýze jednotlivých jazdných stavov sa zanedbáva zmena polohy ramien voči nosiču náboja. Ramená sú v modeli umiestnené v základnej polohe pri statickom zaťažení, čo odpovedá polovičnému stlačeniu tlmiča. Rovnako boli zanedbané parametre geometrie akými sú odklon a zbiehavosť kolesa. Zaťaženie modelu bolo realizované v strede kolesa zadaním jednotlivých zložiek pôsobiacej sily. Pri analýze brzdenia vozidla boli navyše aplikované sily v mieste brzdového strmeňa a na náboj kolesa bola umiestnená reakcia od brzdového kotúča, ako už bolo popísané v kapitole 4.2.

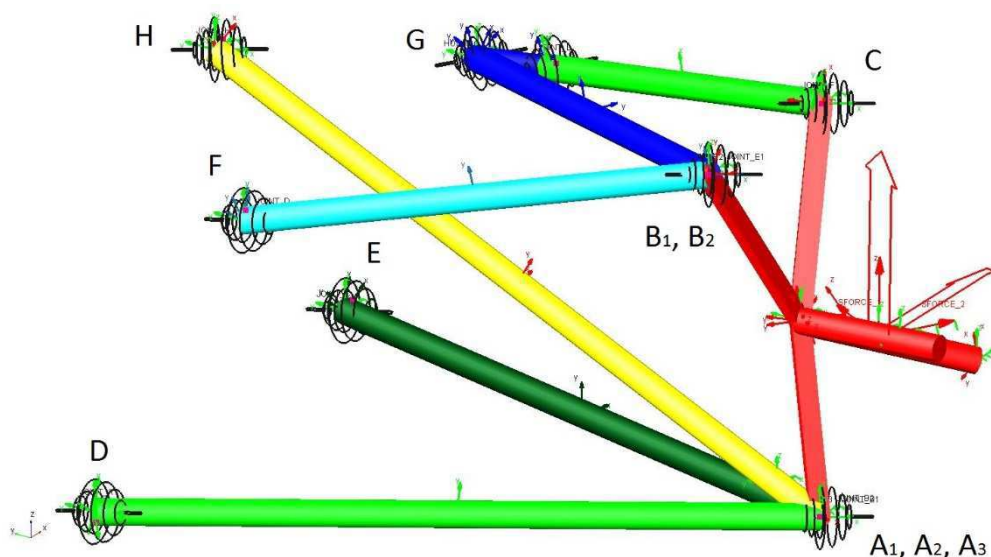
### 6.1 MULTI-BODY MODEL V PROSTREDÍ ADAMS VIEW

Vytvorený zjednodušený model pozostával z piatich telies, ktoré boli vzájomne spojené prostredníctvom sférických väzieb. Model sa skladá z horného ramena, spodného ramena, „tie rod-u“, „push rod-u“ a nosiča náboja. Zaťaženie bolo aplikované v strede kolesa teda v priesečníku osi rotácie kolesa so stredovou rovinou kolesa. Na koncoch jednotlivých prvkov zavesenia boli umiestnené sférické väzby so základovým telesom „Ground“. Jednotlivé telesá majú zjednodušený tvar, ktorý vznikol pospájaním jednotlivých kinematických bodov zavesenia (Obr. 16). Nakoľko uvažujeme tuhé telesá, tvar týchto telies nemá vplyv na výpočet reakčných síl a preto tento model plne postačuje na určenie reakčných síl vo väzbách.



Obr. 16 Multi-body model so spojenými ramenami v prostredí Adams View.

Prvotným cieľom simulácií malo byť určenie veľkosti a smeru pôsobenia síl, ktoré pôsobia na koncoch jednotlivých prvkov zavesenia, ktorými sa pripájajú na rám vozidla alebo vahadlo prepákovania tlmiča. Po prevedení prvých simulácií a získaní prvých výsledkov sa zistilo, že sily na koncoch ramien z dôvodu statickej neurčitosti neodpovedajú realite. Jednalo sa konkrétne o rozloženie sily pôsobiacej v pozdĺžnom smere osi  $x$  do dvoch väzieb, predného a zadného bodu horného a spodného ramena. Program Adams View vždy zvolil jednu väzbu, ktorá prenášala celú pozdĺžnu zložku a druhá väzba bola v tomto smere nezaťažená. Riešenie tohto problému spočívalo v znížení statickej neurčitosti úlohy, teda v rozdelení ramena v tvare písmena „A“ na dva samostatné prúty spojené s nosičom náboja sférickou väzbou. Pri určovaní veľkosti síl pôsobiacich v bodoch pripojenia horného a spodného ramena bolo potrebné sčítať sily od jednotlivých prvkov ramien. Táto úprava neovplyvní deformáciu samotného nosiča náboja nakoľko sily v bodoch na nosiči náboja sú rovnaké a teda obidva modely pôsobia na nosič náboja staticky ekvivalentne.



Obr. 17 Multi-body model s rozdeleným horným a spodným ramenom.

Hodnoty síl získaných z jednotlivých multi-body modelov sú uvedené v nasledujúcej tabuľke (Tab. 5). Zaujímavé sú hodnoty síl pôsobiacich vo väzbách E a G a tiež rovnaká veľkosť síl v bodoch na nosiči náboja A, B, C. Označenia väzieb odpovedajú označeniu bodov na obrázkoch. Väzba B<sub>1</sub> označuje väzbu prednej tyče spodného ramena, B<sub>2</sub> zadnej tyče spodného ramena a nosiču náboja. Väzba B<sub>3</sub> označuje väzbu „Push rod-u“ a nosiču náboja. Obdobne je tomu vo väzbe E horného ramena k nosiču náboja.

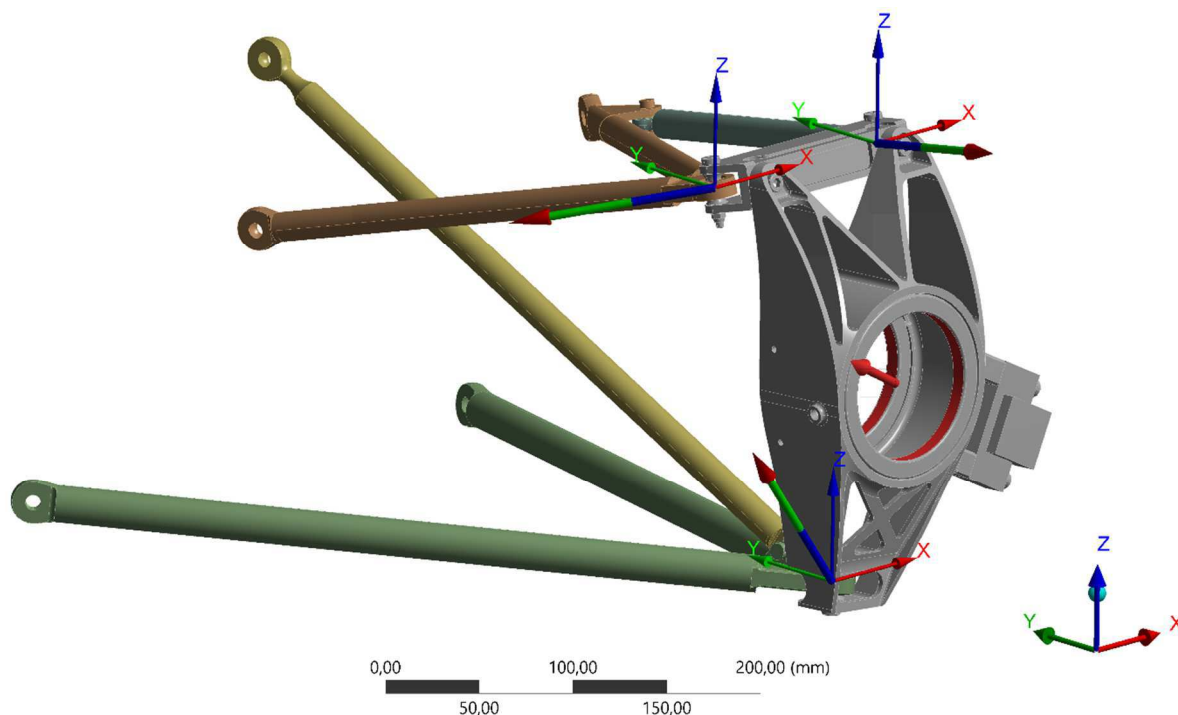
Tab. 5 Tabuľka porovnania zložiek síl pôsobiacich v jednotlivých väzbách multi-body modelov.

Model so spojenými ramenami				Model s rozdelenými ramenami			
Väzba	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	Väzba	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]
	Model neobsahuje tieto väzby			A <sub>1</sub>	-26,0225	27,0103	3,1398
				A <sub>2</sub>	-590,206	-1804,81	88,5331
				A <sub>3</sub>	-179,656	1689,867	923,1547
				A	-795,884	-87,9287	1014,828
	Model neobsahuje tieto väzby			B <sub>1</sub>	-370,8706	1340,14	-340,3852
				B <sub>2</sub>	-352,889	-547,411	113,9241
B	-723,685	792,6954	-226,611	B	-723,76	792,7294	-226,481
C	-130,355	-704,765	146,7888	C	-130,356	-704,801	146,6535
D	613,9704	109,4726	-74,7379	D	26,0225	-27,0103	-3,1398
E	0	1669,32	-2,2897	E	590,2057	1804,806	-88,5331
F	854,0403	-1347,59	366,3204	F	370,8706	-1340,14	340,3852
G	0	1259,655	-286,498	G	483,2455	1252,211	-260,558
H	181,9893	-1690,86	-937,795	H	-179,656	1689,867	923,1547

Po prvých pokusoch zaťažiť model zo strany prvkov zavesenia, v štruktúrálnej analýze v prostredí ANSYS Workbench, došlo k veľkému pohybu častí zavesenia, čo zabránilo konvergencii výpočtu. Z tohto dôvodu bolo zaťaženie modelu aplikované priamo na guľové plochy sférických väzieb na nosiči náboja prostredníctvom sily „Remote force“. Toto malo za následok aj zmenu cieľa multi-body simulácií. Cieľom už nebolo získať sily, ktoré pôsobia na koncoch jednotlivých prvkov zavesenia kde sa pripájajú na rám vozidla ale na koncoch, ktorými sa pripájajú na nosič náboja. Pre ďalší priebeh simulácii bol zvolený model s ramenami tvorenými jedným telesom, z dôvodu rýchlejšieho odčítania sily nakoľko odpadá sčítanie zložiek síl v bode pripevnenia spodného a horného ramena.

## 6.2 MULTI-BODY MODEL V PROSTREDÍ ANSYS WORKBENCH

Z dôvodu komplikácií s určením síl v programe Adams View boli hodnoty overené v „Rigid dynamics“ simulácii v programe ANSYS Workbench. Model sa od predchádzajúceho modelu líši použitím geometrie z CAD modelu, čo ale nemá vplyv na výsledky nakoľko rovnako ako v predchádzajúcej simulácii uvažujeme tuhé telesá. Model bol rovnako upevnený na koncoch ramien sférickými väzbami k základnému telesu „Ground“ a zaťaženie bolo umiestnené znovu v strede kola. Zaťaženie bolo tentokrát zadané prostredníctvom sily „Remote force“ na vnútorné plochy náhrad ložísk náboja kola (obr. 18).



Obr. 18 Zobrazenie zaťaženia modelu a síl pôsobiacich v kinematických bodoch A, B, a C pri akcelerácii vozidla v prostredí Ansys Workbench.

Hodnoty síl pôsobiacich na nosič náboja sa vo väčšine prípadov zhodovali alebo sa líšili len minimálne. Porovnanie síl vo väzbách A, B, C na nosiči náboja získaných z modelu v Adams View a v programe Ansys Workbench je uvedené v nasledujúcej tabuľke. Tieto hodnoty boli následne použité v napäťových analýzach pri analýze jednotlivých jazdných stavov so zaťažením od prvkov zavesenia.

Tab. 6 Porovnanie výsledných síl pôsobiacich v jednotlivých bodoch.

Jazdný stav	Väzba	Adams View 2017.1			ANSYS - Rigid dynamics		
		$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]	$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]
Akcelerácia	A	-795,96	-87,93	1014,822	-795,96	-87,93	1014,8
	B	-723,685	792,6954	-226,611	-723,69	792,7	-226,61
	C	-130,355	-704,765	146,7888	-130,35	-704,77	149,79
Brzdenie	A	1250,1	-44,1736	495,6651	1250,1	-44,173	495,67
	B	-470,696	93,5398	-45,9472	-471,01	93,563	-45,955
	C	-9,1309	-49,3663	10,282	-9,1347	-49,39	10,287
Prejazd zákruty	A	194,2483	3230,686	1364,064	194,25	3230,7	1364,1
	B	-194,678	-983,009	226,4202	-194,68	-983,01	226,42
	C	0,4295	2,3222	-0,438	0,42964	2,323	-0,48384



## 7 ANALÝZA MODELU METÓDOU KONEČNÝCH PRVKOV

Model zavesenia bude analyzovaný v troch už popísaných jazdných stavoch použitím troch rôznych prístupov. Prvý krát sa model analyzuje súčasne používaným postupom, druhý krát sa zaťaženie aplikuje v strede kola a model je upevnený na koncoch jednotlivých prvkov zavesenia a tretí krát sa model zaťaží na strane prvkov zavesenia a je upevnený v strede kola. Ako už bolo spomenuté pri popise zaťažovacích stavov, analyzujú sa ustálené jazdné stavy teda je možné pristupovať k ich analýze ako k statickej úlohe.

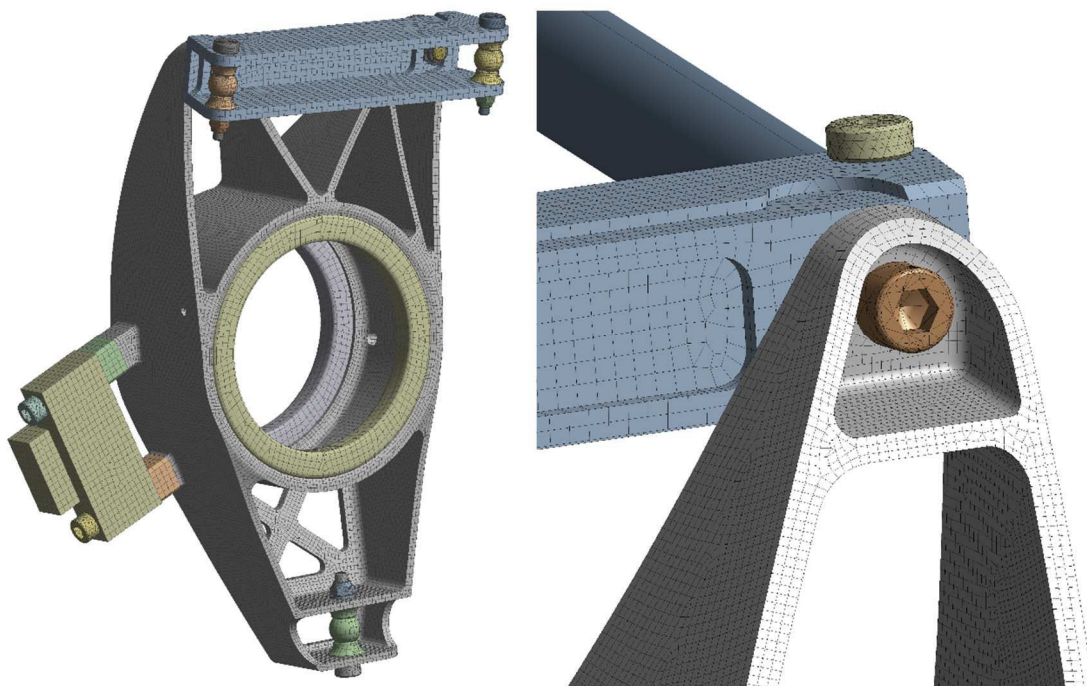
Predpokladaným výstupom týchto simulácií je priebeh redukovaného napätia a celkovej deformácie nosiča náboja. Redukované napätie je počítané podľa hypotézy HMM („Von-Mises“). Na základe porovnania výstupov simulácií bude následne posúdená ekvivalencia jednotlivých postupov a popísané príčiny prípadných rozdielov.

Model pozostáva z nosiča náboja, náhrady brzdového strmeňa, náhrady ložísk, príruby, ktorou sa pripája nosič náboja k zaveseniu a prvkov zavesenia. Po importovaní modelu do prostredia a vygenerovaní geometrie bol jednotlivým komponentom priradený odpovedajúci materiál. V prípade nosiča náboja sa jednalo o materiál „Aluminium Alloy“ teda hliníkovú zliatinu. Z dôvodu neskoršieho porovnania výsledkov napätí a deformácií a snahe zamedzeniu vplyvu iných faktorov ako zmeny okrajových podmienok, bola v analýzach použitá rovnaká výpočtová sieť. Snahou bolo použiť na vytvorenie výpočtovej siete „Hex Dominant“ metódu, čo sa podarilo na väčšine častí modelu. Na spojovací materiál ako sú skrutky a matice bola použitá metóda „tetrahedrons“.

Tab. 7 Parametre výpočtovej siete modelu.

Časť modelu	Použitá metóda	Veľkosť prvku [mm]
Nosič náboja	„Hex dominant“	1,5
Príruba nosiču náboja		1,75
Brzdový strmeň		3
Náhrady ložísk kola		2,5
Spojovací materiál	„Tetrahedrons“	1,25
Celkový počet uzlov	537 423	
Celkový počet prvkov	162 763	

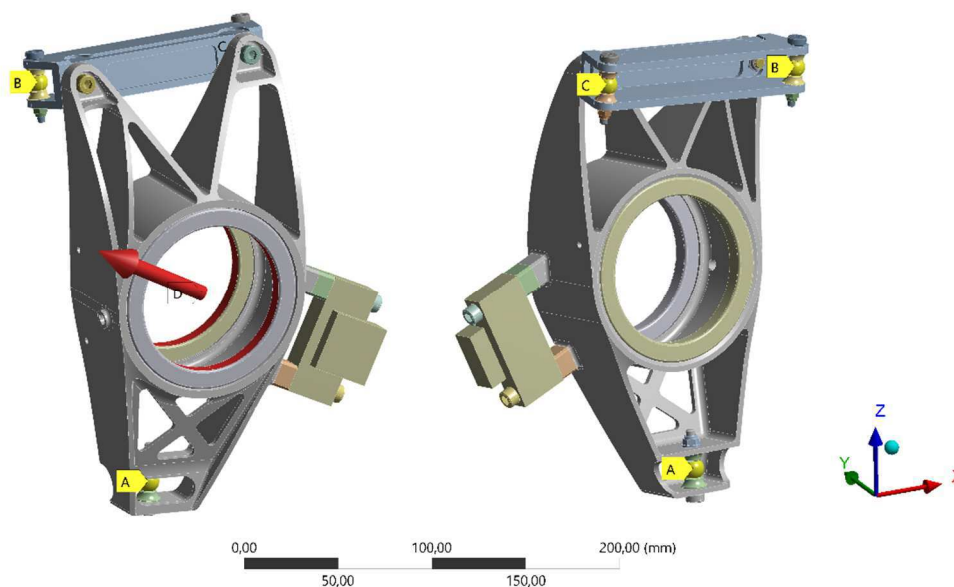
Aby bolo z priebehu napätí jasne vidieť vplyv okrajových podmienok sa v simulácii neuvažuje predpätie skrutkových spojov. Predpätie skrutkových spojov sa prejavuje zvýšením napätia v okolí otvorov pre skrutky, ktoré má vo výslednom zobrazení tvar kruhu so stredom totožným so stredom otvoru. Po konzultácii s členmi tímu TU Brno Racing bolo rozhodnuté nahradiť uloženie ložiska s presahom v nosiči náboja kontaktom typu „bonded“, ktorý pevne spojí dve telesá. Týmto krokom dochádza k spevneniu strednej časti nosiča náboja, ktoré je ale možné zanedbať nakoľko sa v týchto oblastiach nevyskytuje maximálne napätie.



Obr. 19 Výpočtová sieť modelu.

## 7.1 SÚČASNÁ METODIKA ANALÝZY

V súčasnosti je zaužívaný postup kedy sú okrajové podmienky umiestnené priamo do bodov, v ktorých sa na nosič náboja pripájajú prvky zavesenia. V jednotlivých bodoch sa aplikuje väzba „Remote displacement“, ktorá umožňuje obmedziť len určité stupne voľnosti telesa a zároveň sa táto väzba môže deformovať. Zaťaženie modelu je realizované prostredníctvom sily „Remote force“, ktorá je aplikovaná na valcové plochy ložísk a posunutá do stredu kolesa.



Obr. 20 Umiestnenie väzieb a zaťaženia na modeli nosiča náboja.

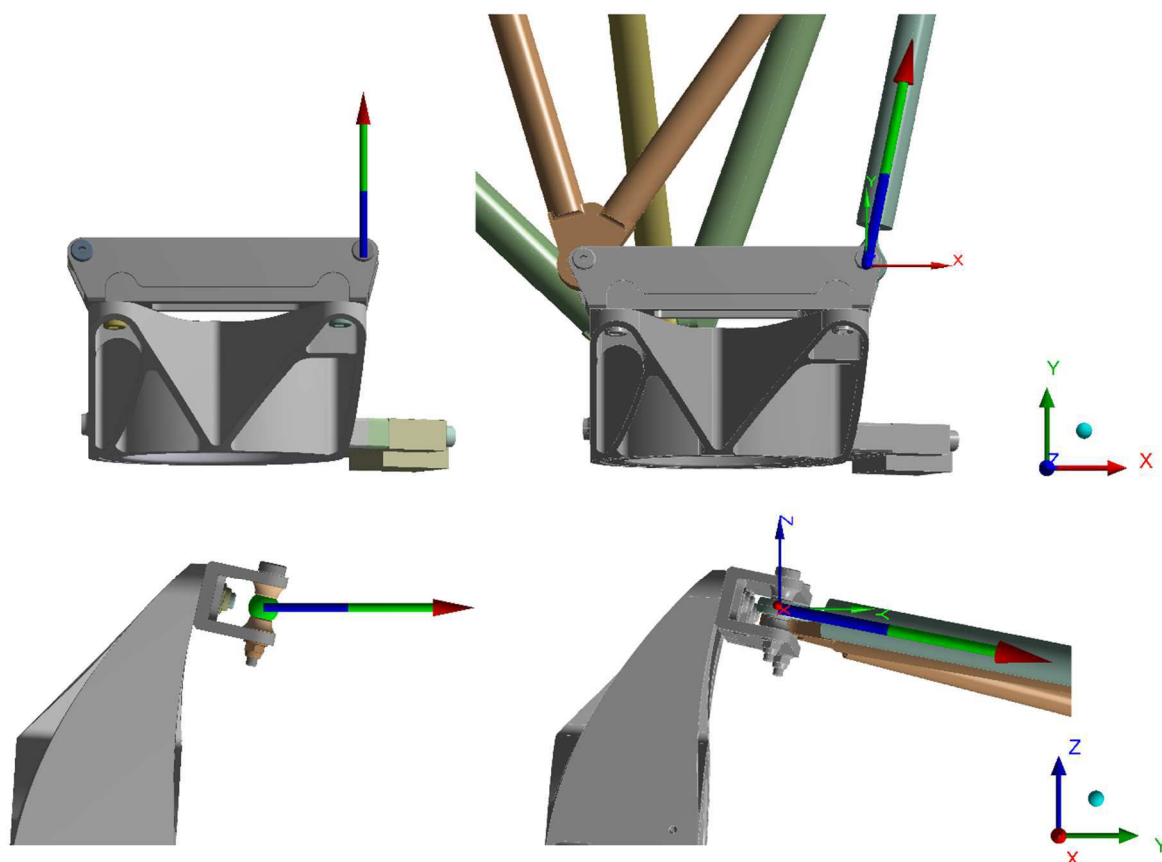


V nasledujúcej tabuľke sú zobrazené stupne voľnosti odobrané jednotlivými väzbami.

Tab. 8 Stupne voľnosti odobrané jednotlivými väzbami.

Stupeň voľnosti	A	B	C
Posunutie v smere osi X [mm]	0	0	Voľné
Posunutie v smere osi Y [mm]	0	0	0
Posunutie v smere osi Z [mm]	0	Voľné	Voľné
Rotácia okolo osi X [°]	Voľná	Voľná	Voľná
Rotácia okolo osi Y [°]	Voľná	Voľná	Voľná
Rotácia okolo osi Z [°]	Voľná	Voľná	Voľná

V spodnom bode nosiča náboja sú zamedzené všetky posuvy nakoľko je k spodnému ramenu pripevnený „Push rod“ čo má za následok nepohyblivosť spodného ramena. Naopak horné rameno sa môže voľne otáčať a kompenzovať prípadnú deformáciu nosiča náboja v smere osi z. V skutočnosti ale os rotácie ramena nie je kolmá na os z a z tohto dôvodu dochádza k posuvu v smere všetkých 3 osí x, y a z. V bode C je zamedzený posuv v smere osi y. V tomto bode je k nosiču náboja pripevnený „Tie rod“, ktorý je na oboch koncoch uchytený sférickou väzbou. Preto prenáša silu pôsobiacu len v jeho ose. Tým, že sa zamedzí posuv len v smere osi y zanedbáme priestorovú orientáciu tohto prvku, čo sa prejaví najmä pri akcelerácii vozidla, kedy je zadná náprava najviac zaťažená.



Obr. 21 Porovnanie smeru sily pôsobiacej v bode C, pri akcelerácii vozidla, v modeli s väzbou „Remote displacement“ a v modeli s prvkami zavesenia.

Výhodou tohto prístupu je najkratší výpočtový čas zo všetkých simulovaných prístupov. Vstupom je len vypočítané zaťaženie kolesa a prístup nevyžaduje prevádzanie multi-body simulácií za účelom zistenia síl v zavesení. Rovnako má model menej telies a kontaktov nakoľko neobsahuje prvky zavesenia.

Nevýhodou tohto prístupu je, že reakcia, ktorú nám poskytne väzba „Remote displacement“ pôsobí len v smeroch, v ktorých je zamedzený posuv. V skutočnosti je však reakcia orientovaná v priestore a teda má nenulové zložky vo všetkých smeroch ako dokázala multi-body simulácia.

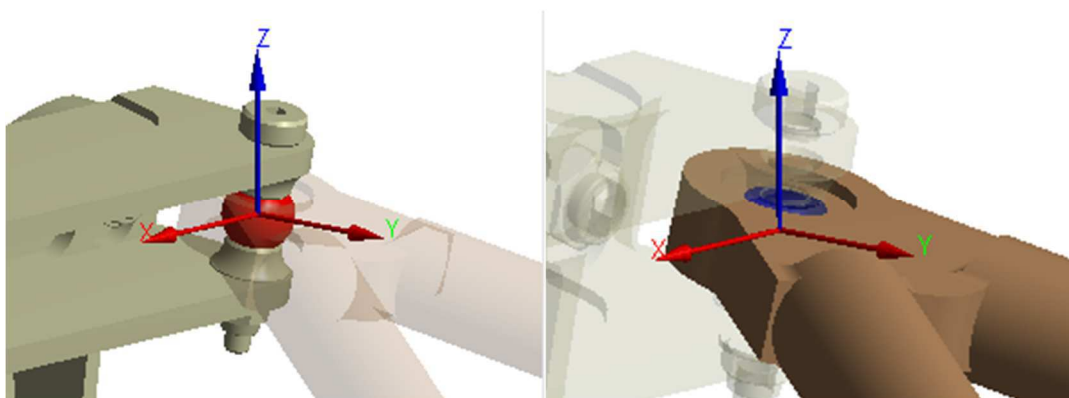
## 7.2 ANALÝZA MODELU S PRVKAMI ZAVESENIA

Model sa líši od predchádzajúceho tým, že pozostáva z nosiča náboja a prvkov zavesenia kolesa. Konkrétne v modeli pribudlo horné rameno, spodné rameno, „tie rod“ a „push rod“. Úlohou prvkov zavesenia je určiť orientáciu síl pôsobiacich vo väzbách, ktorá má čo najviac odpovedať skutočnosti.

Značným zjednodušením modelu je nepohyblivosť prvkov zavesenia a teda ich rovnaká pozícia vo všetkých analyzovaných jazdných stavoch. Prvky zavesenia sú v modeli umiestnené v pozícii, ktorá približne odpovedá polovici zdvihu tlmiča. Spresnenie simulácií by bolo možné spočítaním polohy prvkov zavesenia voči nosiču náboja odpovedajúcej danému jazdnému stavu pomocou multi-body simulácie.

Nakoľko predmetom simulácií nie je analyzovať deformáciu a napätie v prvkoch zavesenia, považujeme ich za tuhé telesá. Program ANSYS Workbench umožňuje pomerne rýchle nastavenie pomocou funkcie „Stiffness behaviour – rigid“. Výhodou tohto nastavenia napríklad proti použitiu materiálu s vysokým modulom pružnosti je aj to, že na tuhých telesách sa nevytvára výpočtová sieť a zníži sa celkový počet prvkov výpočtovej siete a aj výpočtový čas.

Jednotlivé časti modelu boli vzájomne pospájané prostredníctvom kinematických väzieb „spherical joint“. Vo väzbách nebolo uvažované trenie. Tento typ spojenia bol rovnako použitý na koncoch prvkov zavesenia kde bol použitý typ spojenia „body to ground“ obdobne ako pri multi-body simulácii v prostredí „Rigid dynamics“ a v programe Adams View. Zaťaženie bolo aplikované opäť prostredníctvom sily „Remote force“ v strede kolesa.



Obr. 22 Detail väzby pomocou „spherical joint“ v bode pripojenia horného ramena.

Aby sa overila správnosť modelu boli jedným z výstupov simulácie aj veľkosti síl pôsobiacich v týchto väzbách. Tieto sily sa porovnávali so silami získanými z multi-body simulácie. Zistené malé rozdiely v hodnotách zložiek jednotlivých síl je možné pripísať deformácii modelu. Sily pôsobiace vo väzbách boli tiež porovnané so silami, ktoré boli získané súčasným prístupom. Nakoľko súčasný prístup uvažuje funkčnosť každej väzby len v danom smere a model s prvkami zavesenia zohľadňuje priestorovú orientáciu síl od prvkov zavesenia, sú výsledky značne rozdielne. Toto porovnanie je uvedené v nasledujúcej tabuľke.

Tabuľka 9 Porovnanie síl pôsobiacich vo väzbách.

Model s väzbou „Remote displacement“	Jazdný stav	Väzba	F <sub>x</sub> [N]	F <sub>y</sub> [N]	F <sub>z</sub> [N]	F [N]
	Zrýchlenie vozidla	A	699,08	108,76	-935	1172,5
		B	950,92	-851,69	0	1276,6
		C	0	742,94	0	742,94
	Brzdenie vozidla	A	-1265,9	15,026	-460	1347
		B	495,93	-194,04	0	532,54
		C	0	179,02	0	179,02
	Prejazd vozidla zákrutou	A	-155,34	-3289,7	-1590	3657,1
		B	155,34	1042,1	0	1053,6
C		0	-2,3269	0	2,3269	
Model s prvkami zavesenia	Zrýchlenie vozidla	A	-797,92	-88,8	1011,3	1291,3
		B	-722,49	792,17	-227,62	1096,1
		C	-129,59	-703,37	151,29	731,03
	Brzdenie vozidla	A	1252,2	-43,02	500,2	1349,1
		B	-473,16	93,767	-45,469	484,5
		C	-9,0029	-50,747	5,2702	51,808
	Prejazd vozidla zákrutou	A	200,44	3234	1376,7	3520,6
		B	-201,31	-982,36	228,55	1028,5
		C	0,87113	-1,6834	-15,219	15,337

Výhodou tohto prístupu je to, že sa najviac približuje reálnemu zaťaženiu nosiča náboja. Naopak nevýhodou je najdlhší výpočtový čas, zložitejší model a s tým súvisiaci aj väčší počet kontaktov. Asi najväčšou nevýhodou je nevhodnosť použitia modelu na posudzovanie deformácie nosiča náboja. Tvar deformácie sa zhoduje s ostatnými modelmi a najviac sa blíži reálnemu stavu ale číselné hodnoty sú navýšené o hodnotu posuvu horného ramena a „tie rodu“. Prvky zavesenia sú síce tuhé telesá ale horné rameno a „tie rod“ sa môžu pohybovať v závislosti na deformácii nosiča náboja. To znamená, že číselná hodnota deformácie sa skladá z dvoch hodnôt, hodnoty deformácie nosiču náboja a posunutia v dôsledku pohybu hornej časti zavesenia.

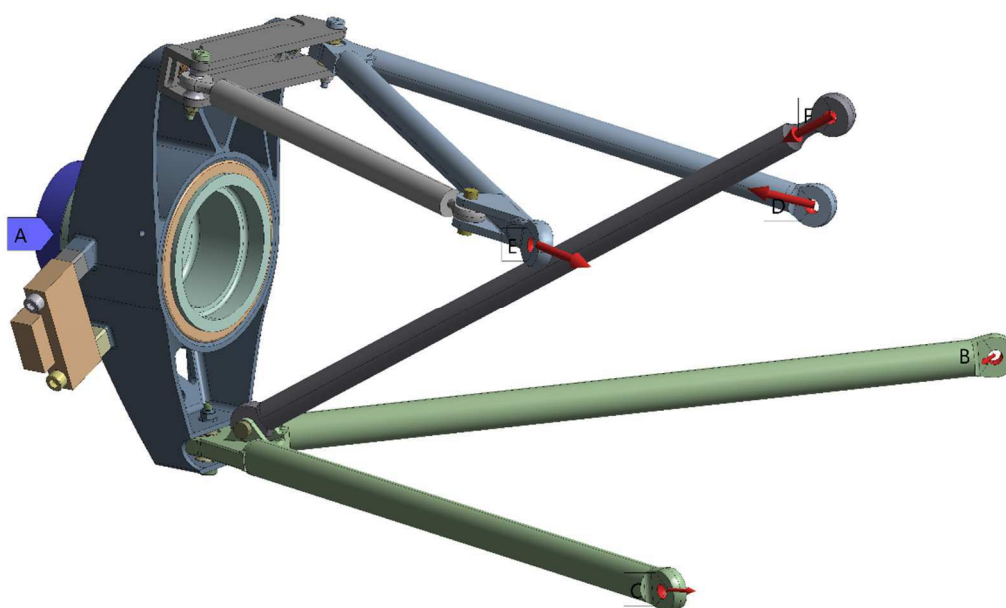
Ako už bolo spomenuté v predchádzajúcom odstavci, bod pripojenia spodného ramena k nosiču náboja je z dôvodu pripojenia „push rod-u“ nepohyblivý. Z tohto dôvodu je možné upraviť a zjednodušiť tento model tak, že sa spodné rameno a „push-rod“ vynechá a na mieste pripojenia k nosiču náboja sa použije buď väzba „Remote displacement“ so zamedzenými posunutiami vo všetkých smeroch alebo uplatnením kinematickej väzby „spherical joint“ typu „body to ground“.



Obr. 23 Zjednodušenie modelu vynechaním spodného ramena.

### 7.3 ANALÝZA MODELU ZAŤAŽENÉHO OD PRVKOV ZAVESENIA

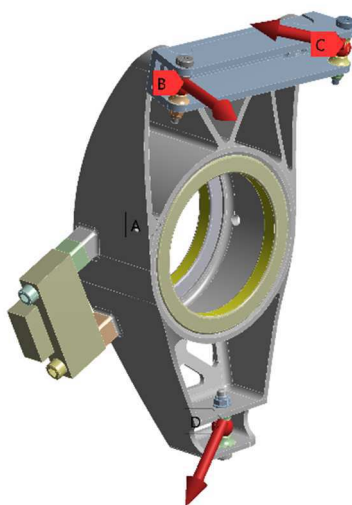
V poslednom prístupe boli použité sily získané z predchádzajúcich multi-body simulácií. Prvotne bol použitý k analýze model, ktorý obsahoval prvky zavesenia. Zaťaženie modelu bolo realizované prostredníctvom sily „Remote force“ v bodoch, ktorými sa pripevňuje zavesenie na rám vozidla. Tento postup sa ukázal byť ako nesprávny nakoľko jednotlivé prvky sa začali pohybovať a zabránili tak konvergencii výpočtu.



Obr. 24 Nesprávne zaťaženie na koncoch prvkov zavesenia kola.

Analyzovaný model z tohto dôvodu tentokrát neobsahuje prvky zavesenia a zaťaženie modelu je realizované v bodoch, ktorými sa pripája nosič náboja k prvkom zavesenia (obr. 25). Nakoľko výstupom z multi-body simulácii boli sily, ktorými pôsobí nosič náboja na prvky zavesenia, bolo potrebné zmenou znamienka jednotlivých zložiek síl vytvoriť reakciu, ktorou pôsobia prvky zavesenia na nosič náboja.

Model je upevnený prostredníctvom väzby „Remote displacement“ v strede kolesa. Väzba zamedzuje posuvy vo všetkých smeroch a zamedzuje niektoré rotácie v závislosti od zaťažovacieho stavu. Snahou bolo čo najviac priblížiť chovanie väzby silovému pôsobeniu „Remote force“, ktoré bolo aplikované v multi-body simuláciách a zároveň zachovať nepohyblivosť modelu.



Obr. 25 Umiestnenie síl v miestach pripojenia prvkov zavesenia a väzba v mieste náboja kolesa.

Rovnako ako v predchádzajúcom prípade bola využitá možnosť spočítať reakciu vo väzbe. Cieľom bolo aby sa reakcia rovnala sile, ktorou bol model zaťažený v multi-body simulácii. Podľa hodnôt zložiek sily vo väzbe sa dala posúdiť statická ekvivalencia jednotlivých modelov. Ako sa neskôr ukázalo, toto bolo pomerne náročné a nie celkom dobre realizovateľné pri brzdení vozidla. V tomto jazdnom stave sa opäť z dôvodu statickej neurčitosti úlohy nedá presne určiť aká sila má pôsobiť v ktorej väzbe. Nakoniec bol zvolený stav, ktorý dával výsledky, ktoré sa najviac približovali výsledkom ostatných simulácií.

Tab. 10 Zamedzené stupne voľnosti jednotlivými väzbami pri brzdení vozidla.

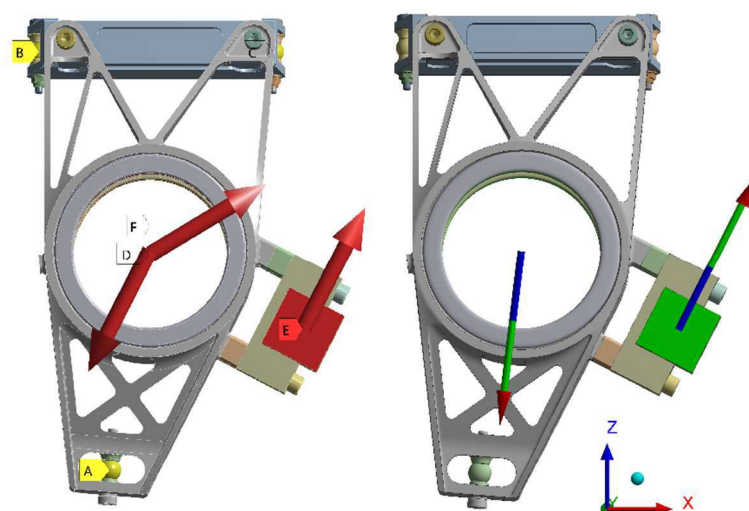
Stupeň voľnosti	Náboj kolesa	Brzdový strmeň
Posunutie v smere osi X [mm]	0	0
Posunutie v smere osi Y [mm]	0	Voľný
Posunutie v smere osi Z [mm]	0	0
Rotácia okolo osi X [°]	0	Voľná
Rotácia okolo osi Y [°]	Voľná	0
Rotácia okolo osi Z [°]	0	Voľná

Nakoľko bol model v multi-body systéme zaťažný tromi silami a model v napät'ovej analýze je upevnený len pomocou dvoch väzieb, výsledky síl vo väzbách nebudú také jednoznačné ako pri ostatných analyzovaných jazdných stavoch, kde bola použitá len jedna väzba na ložiskách náboja kolesa. Výsledné hodnoty spočítaných síl a ich porovnanie so silami, ktorými bol zaťažný model v multi-body simulácii je uvedené v nasledujúcej tabuľke (Tab. 11).

Tab. 11 Porovnanie síl pôsobiacich vo väzbách so silami, ktorými bol zaťažný multi-body model.

Jazdný stav	Pôsobisko	Sila	Zaťaženie	Reakcia vo väzbe
Akcelerácia vozidla	Náboj kolesa	$F_x$ [N]	1650	-1650
		$F_y$ [N]	0	$2,44 \cdot 10^{-5}$
		$F_z$ [N]	935	937,98
Brzdenie vozidla	Náboj kolesa	$F_x$ [N]	770	-173,17
		$F_y$ [N]	0	$9,66 \cdot 10^{-4}$
		$F_z$ [N]	460	-1406
	Brzdový strmeň	$F_x$ [N]	935	943,13
		$F_y$ [N]	0	0
		$F_z$ [N]	1811,5	1866
	Unášač brzdového kotúča	$F_x$ [N]	-953	Model neobsahuje túto väzbu
		$F_y$ [N]	0	
		$F_z$ [N]	-1811,5	
Prejazd vozidla zákrutou	Náboj	$F_x$ [N]	0	$-4,55 \cdot 10^{-4}$
		$F_y$ [N]	2250	2250
		$F_z$ [N]	1590	1590

Zobrazenie porovnávaných síl je uvedené na nasledujúcom obrázku (obr. 26). Smer sily pôsobiacej na brzdovom strmeni približne odpovedá predchádzajúcemu zaťaženiu. Naopak smer reakcie umiestnenej v uložení náboja kolesa pôsobí úplne iným smerom. Toto je spôsobené vynechaním väzby pôsobiacej v mieste unášača brzdového kotúča.



Obr. 26 Sily, ktorými bol zaťažný multi-model (vľavo) a reakcie v napät'ovej analýze (vpravo) pri brzdení vozidla..

Najväčšiu zhodu síl sa podarilo dosiahnuť pri analýze prejazdu vozidla zákrutou, kde pôsobí v smere osi  $x$  sila odpovedajúca „numerickej nule“. Pri akcelerácii vozidla je rozdiel v zvislom zaťažení 2,98 N čo je chyba približne 0,3 %. Túto chybu možno zanedbať.

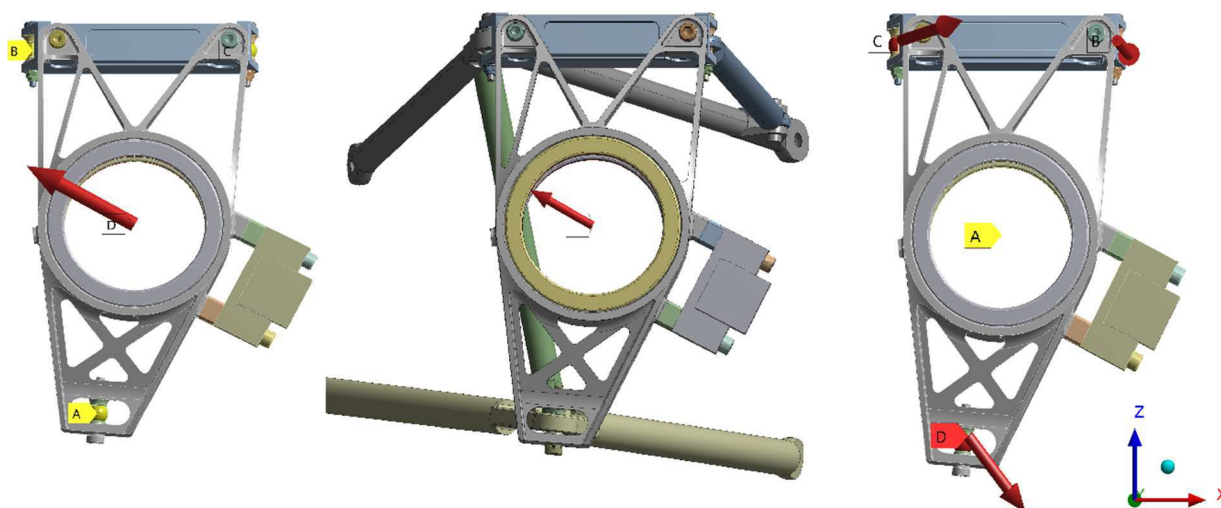
Výsledkom týchto simulácií by mali byť rovnaké hodnoty a priebehy napätí ako pri zaťažovaní modelu s prvkami zavesenia. Deformácia modelu sa opäť vzhľadom na aplikáciu iných okrajových podmienok bude líšiť.

Výhodou tohto prístupu je jednoduchší model a s tým súvisiaci kratší výpočtový čas oproti modelu s prvkami zavesenia. Nevýhodou je, že vyžadovaným vstupom sú sily, ktoré je potrebné získať z predtým vytvoreného multi-body modelu.



## 7.5 AKCELERÁCIA VOZIDLA

Zaťaženie modelu v jednotlivých prístupoch a simuláciách je uvedené na nasledujúcom obrázku (obr. 27). V nasledujúcej časti práce budem dodržiavať poradie jednotlivých prístupov tak ako v predchádzajúcej časti práce. Prvý vľavo je umiestnený súčasný prístup, druhý v strede výsledok získaný z modelu s prvkami zavesenia a tretí napravo je výsledok modelu zaťaženého od prvkov zavesenia.

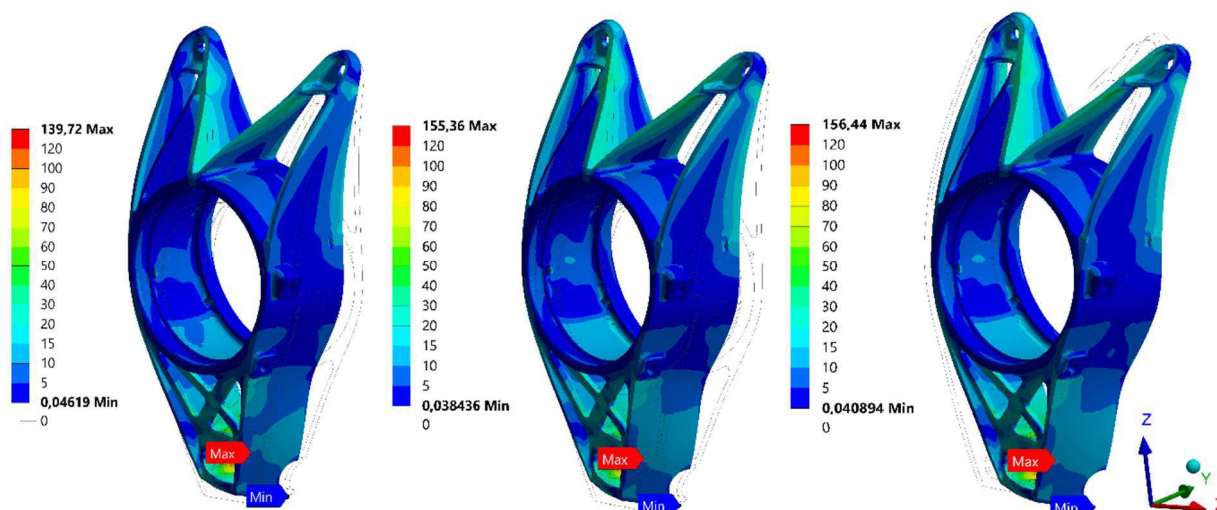


Obr. 27 Zataženie a väzby pri akcelerácii vozidla v jednotlivých prístupoch.

Pri grafickom znázornení priebehu napätia bola zvolená rovnaká farebná škála pre všetky prístupy a daný jazdný stav. Pri grafickom znázornení deformácie bolo zvolené zobrazenie deformovaného tvaru s rovnakým zväčšením deformácie a tiež upravená farebná škála. Pri zobrazovaní deformácie získanej z modelu zaťaženého od prvkov zavesenia bola v snahe o priblíženie výsledkov k výsledkom ostatných simulácií a jednoduchšie porovnanie výsledkov zvolená opačne orientovaná farebná škála „Reverse rainbow“. Obrázky s porovnaním jednotlivých prístupov vo väčšom rozlíšení sú umiestnené v prílohách práce.

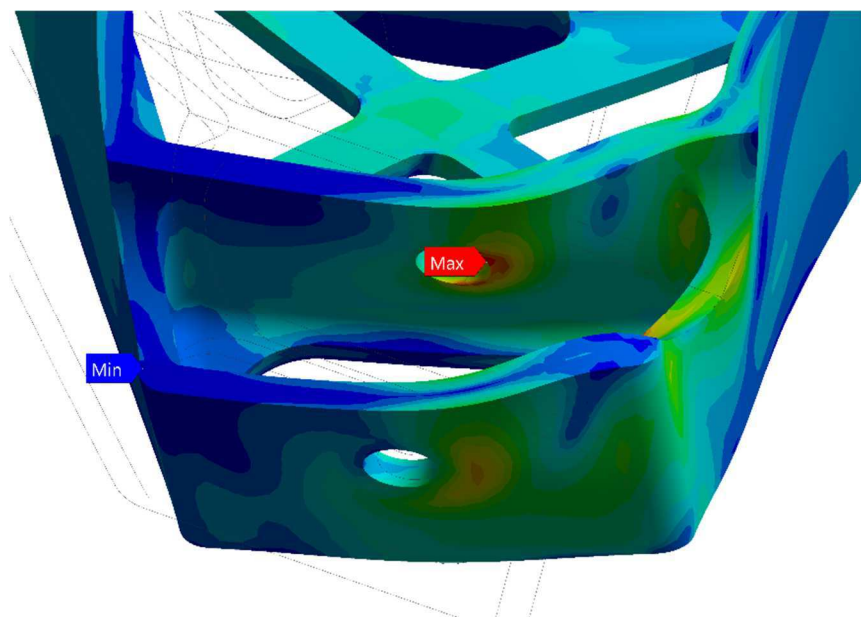
Zobrazenie výsledného redukovaného napätia z jednotlivých modelov je možné vidieť na nasledujúcom obrázku (obr. 28). Z obrázku je zrejmé, že pri tomto jazdnom stave je najviac zaťažený spodný bod nosiča náboja kde sa vytvára aj maximálne napätie. Poloha maximálneho a minimálneho napätia je pri všetkých modeloch rovnaká. Rozdielne sú hodnoty získané súčasným prístupom, kde je hodnota maximálneho napätie o približne 15 MPa menšia ako pri ostatných modeloch. Model s prvkami zavesenia a model zaťažený od prvkov zavesenia sa líšia len o 1 MPa a teda tieto dva modely možno považovať za ekvivalentné.





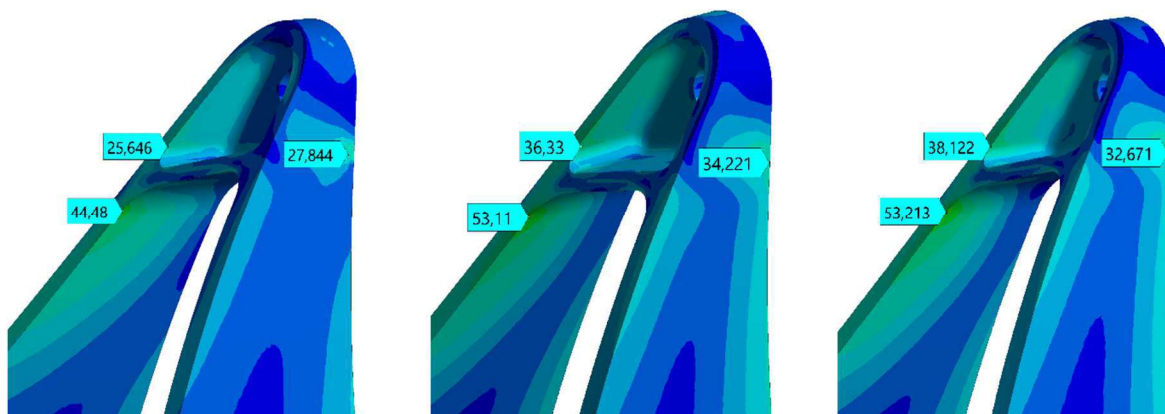
Obr. 28 Porovnanie priebehu napätí v jednotlivých modeloch. Zľava: súčasný prístup, model s prvkami zavesenia a model zaťažný od prvkov zavesenia.

Maximálne napätie vzniká na hrane otvoru pre lícovanú skrutku, ktorou je pripevnený guľový kĺb k nosiču náboja (obr. 29)



Obr. 29 Maximálne napätie v mieste otvoru pre skrutku.

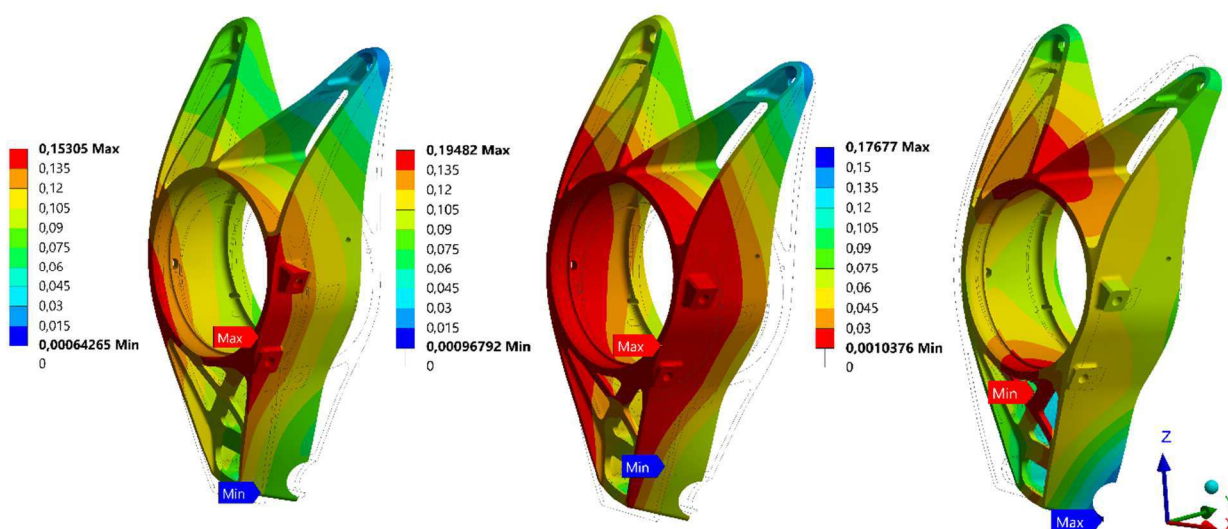
Rozdiel je tiež vidieť aj v okolí bodu C v mieste pripojení „tie rod-u“ k nosiču náboja ako je vidieť na nasledujúcich obrázkoch (obr. 30). Príčina týchto rozdielov je spôsobená zanedbaním priestorovej orientácie „tie rod-u“ ako už bolo popísané v kapitole 7.1 (obr. 21). Modely, ktoré túto orientáciu zohľadňujú, počítajú v tejto oblasti približne o 10 MPa väčšie napätie ako model, ktorý prostredníctvom väzby „Remote displacement“ uvažuje len silu v smere osy Y. Tento rozdiel znamená nárast napätia v tejto časti modelu o približne 20%. Rozdielne sú samozrejme aj priebehy napätí ako je tiež vidieť na obrázku.



Obr. 30 Rozdielne hodnoty napätí v okolí bodu C, miesta pripojenia „tie rod-u“.

Číselné hodnoty deformácií nemožno priamo porovnávať vzhľadom na rozličné okrajové podmienky. Pri porovnávaní deformácie je vhodné využiť pohyblivú animáciu priebehu deformácie, čo je jedna z funkcií programu Ansys. Táto práca sa primárne zameriava na porovnanie hodnôt napätia a nezaobrá sa deformáciou modelu. Pre tých, čo by sa chceli zaoberať porovnávaním deformácií je nižšie navrhnutý postup, ktorým by bolo možné výslednú deformáciu porovnať.

Nakoľko nejde priamo porovnať číselné hodnoty deformácie, ponúka sa možnosť porovnať výsledný deformovaný tvar telesa. Program Ansys umožňuje export 3D modelu deformovaného tvaru vo viacerých formátoch ako napríklad plošný model formátu .stl alebo objemový model formátu parasolid. Dôležité je exportovať deformovaný tvar s rovnakým zväčšením deformácie. Následne je možné tieto modely importovať do CAD programu v ktorom je možné tieto dva modely „preložiť cez seba“ v prostredí zostavy alebo napríklad použiť funkciu na porovnávanie verzií modelu ako má napríklad program PTC Creo „Compare part“, ktorá farebne zvýrazní rozdielne časti modelu.



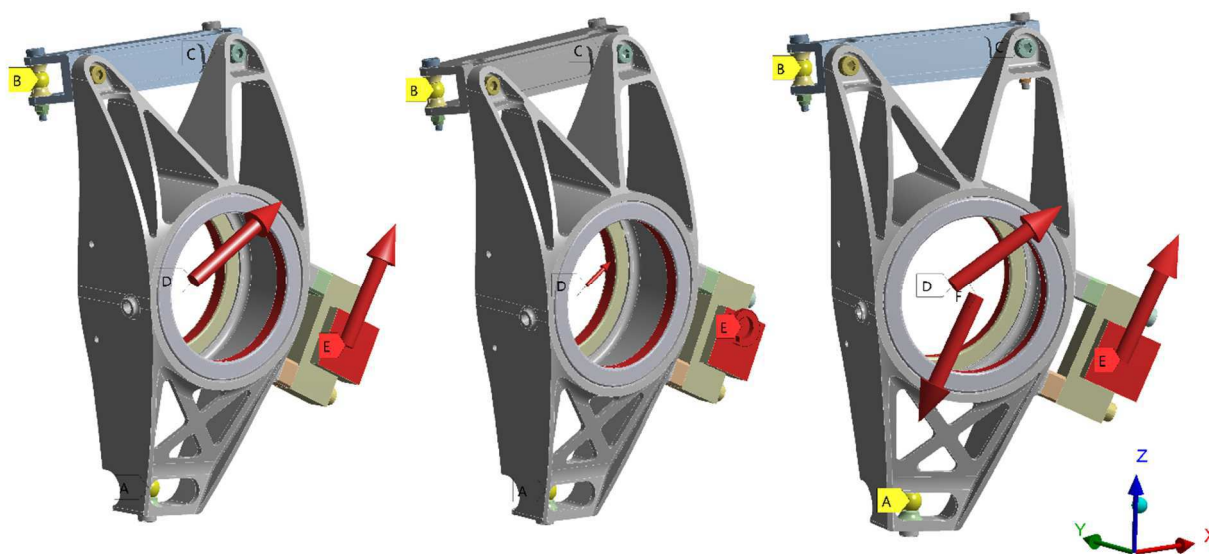
Obr. 31 Rozdielne deformácie nosiča náboja. (Vpravo otočená farebná škála)

## 7.6 BRZDENIE VOZIDLA

Pri brzdení vozidla sa okrem rôznych okrajových podmienok odsimuloval aj vplyv rôznych prístupov k zaťažovaniu brzdového strmeňa na výsledné napätie a deformácie. Vplyv zaťaženia brzdového strmeňa sa simuloval len súčasným prístupom, teda nosičom náboja zaväzbeným pomocou troch väzieb „Remote displacement“. Vplyv okrajových podmienok bol analyzovaný so zaťažením popísaným v kapitole 4.2.

### 7.6.1 VPLYV ZAŤAŽENIA BRZDOVÉHO STRMEŇA

Jednotlivé varianty zaťaženia brzdového strmeňa sú uvedené na nasledujúcom obrázku.

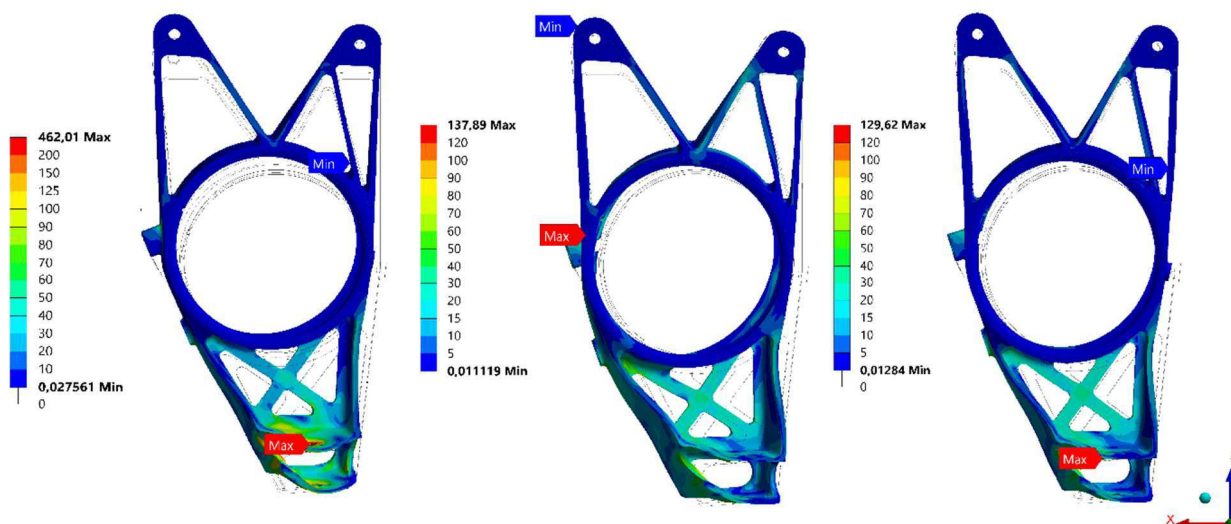


Obr. 32 Zobrazenie rôznych prístupov používaných k zaťaženiu brzdového strmeňa. Zľava: brzdový strmeň zaťažený silou, brzdový strmeň zaťažený momentom a brzdový strmeň zaťažený silou spolu s reakciou pôsobiacou na náboj.

V prvom prístupe pôsobí na strmeň brzdná sila na ramene odpovedajúcom strednému polomeru brzdového kotúča a veľkosť sily odpovedá sile, ktorá pôsobí v pozdĺžnom smere a spomaľuje vozidlo. Dôležité je zvýrazniť fakt, že sily pôsobiace od zaťaženia kolesa a od brzdy nepôsobia v rovnakej pozdĺžnej rovine ale sú vzájomne posunuté. Pri takomto zaťažení brzdového strmeňa je sila v smere osi  $z$  zachytená v spodnom bode nosiča náboja, čo ho neúmerne zaťažuje. Tiež vzniká moment, ktorý natáča nosič náboja okolo osi  $x$ .

V druhom prípade bol na strmeň zadaný moment, ktorého veľkosť odpovedá vyvolanému brzdnému momentu. V tomto prípade sa zníži zaťaženie spodného bodu a tiež zanikne moment pôsobiaci okolo osi  $x$ .

V poslednom prípade je strmeň zaťažený rovnakou silou ako v prvom prípade ale naviac tu pôsobí opačne orientované sila na náboj kolesa. Táto sila pôsobí v rovine brzdového kotúča. Výsledný priebeh napätí ja zobrazený na nasledujúcom obrázku (obr. 33)



Obr. 33 Porovnanie priebehu napätí pri rôznom zaťažení brzdového strmeňa.

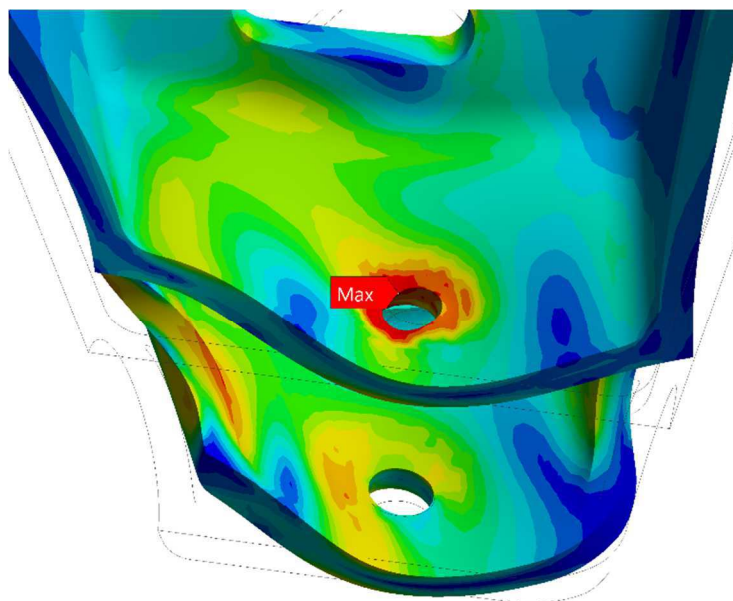
Jednotlivé prípady neboli porovnávané len na základe výsledných napätí, ale aj veľkostí síl pôsobiacich vo väzbách. Ako už bolo konštatované vyššie stav keď je brzdový strmeň zaťažený voľným momentom sa oveľa viac blíži skutočnosti ako stav keď je brzdový strmeň zaťažený len jednou silou. Túto skutočnosť je vidieť napríklad na zaťažení spodného bodu nosiča náboja A v nasledujúcej tabuľke.

Tab. 12 Veľkosti síl pôsobiacich vo väzbách.

Zaťaženie	Bod	$F_x$ [N]	$F_y$ [N]	$F_z$ [N]	$F$ [N]
Sila s reakciou	A	-1265,9	15,026	-460	1347
	B	495,93	-194,04	0	532,54
	C	0	179,02	0	179,02
Jedna sila	A	-1886,1	347,33	-2271,5	2972,8
	B	181,1	21,622	0	182,39
	C	0	-368,95	0	368,95
Voľný moment	A	-1236,3	15,048	-460	1319,2
	B	466,29	-92,125	0	475,3
	C	0	77,077	0	77,077

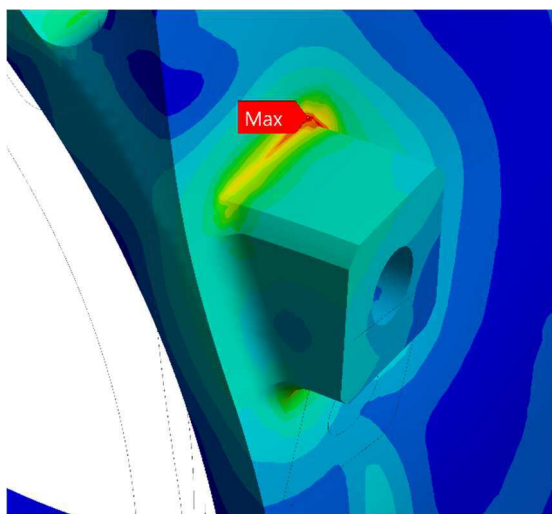
Ako je vidieť na obrázku, jednotlivé prípady sa od seba výrazne líšia hodnotou maximálneho napätia a polohou maximálneho napätia. V neposlednom rade sa líši aj tvar deformácie najmä v spodnej časti nosiča náboja. Model zaťažený len brzdou silou bez reakcie vytvára v spodnom bode nosiča náboja príliš vysoké napätie až 462 MPa. Toto vysoké napätie je spôsobené tým, že silu pôsobiacu v zvislom smere, bez reakcie pôsobiacej v uložení náboja, musí zachytiť práve spodný bod nakoľko horné body neprenášajú zaťaženie v zvislom smere.





*Obr. 34 Maximálne napätie pri zaťažení strmeňa jednou silou.*

Druhý a tretí prístup sú z hľadiska vonkajších väzieb staticky ekvivalentné. Ale keďže moment pôsobí len na brzdový strmeň tak je výrazne viac namáhané jeho uloženie a v tomto mieste vyšlo aj maximálne napätie 137 MPa.

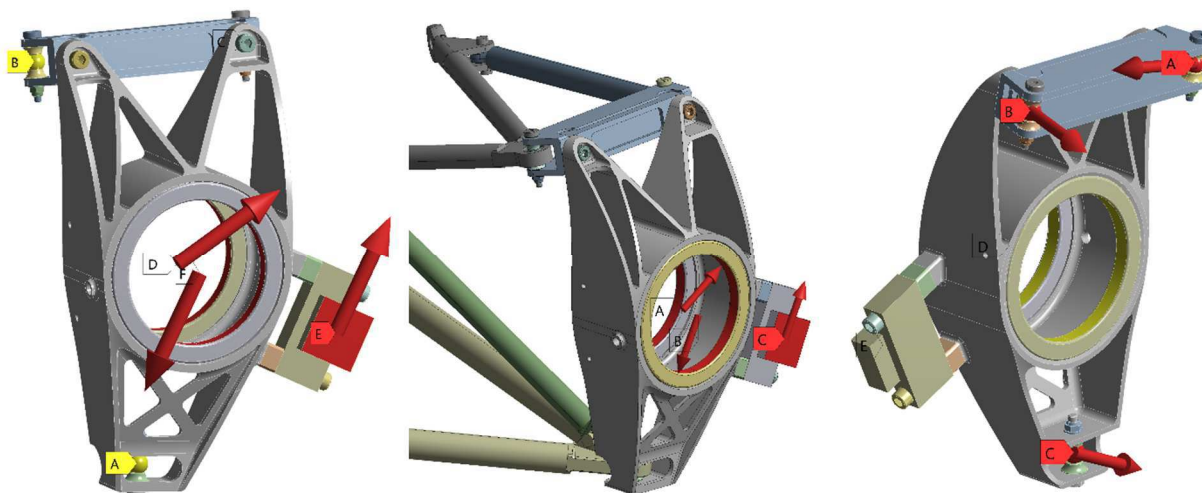


*Obr. 35 Maximálne napätie v uložení brzdového strmeňa.*

Najnižšie maximálne napätie vyšlo v tretom prístupe kde vyšlo maximálne napätie 129 MPa v mieste uchytenia spodného guľového kĺbu. Toto zaťaženie menej namáha uloženie brzdového strmeňa nakoľko reakcia pôsobí na náboj kolesa. Tento prípad bude ďalej popísaný v časti venovanej vplyvu okrajových podmienok.

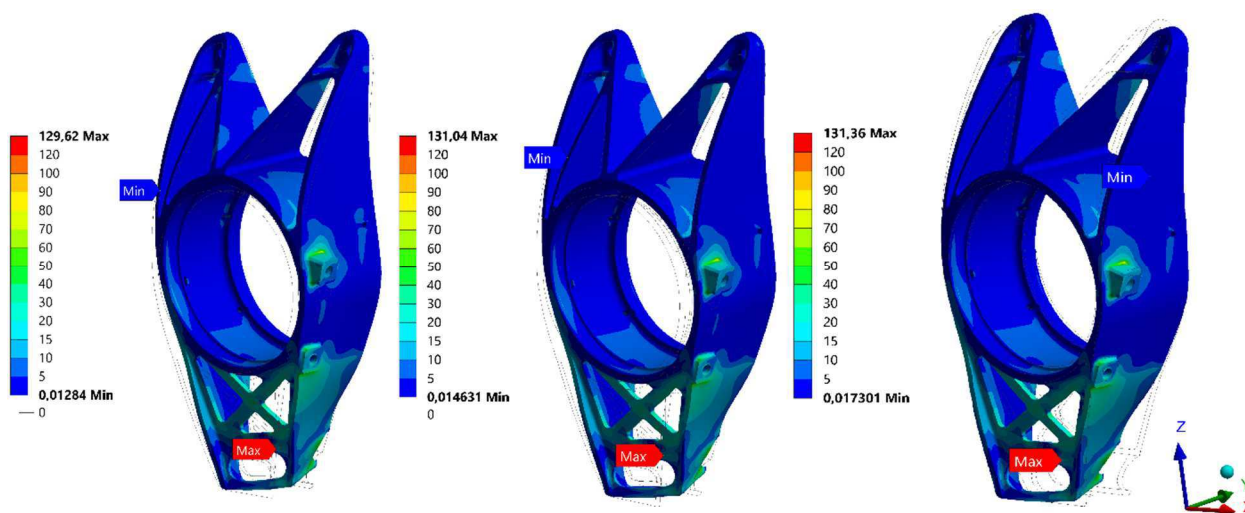
### 7.6.2 VPLYV OKRAJOVÝCH PODMIENOK

Po overení správnosti zaťaženia brzdového strmeňa bol následne analyzovaný vplyv okrajových podmienok. Jednotlivé modely boli zaťažené podľa nasledujúceho obrázku (obr. 36).



Obr. 36 Zaťaženie jednotlivých modelov pri brzdení vozidla.

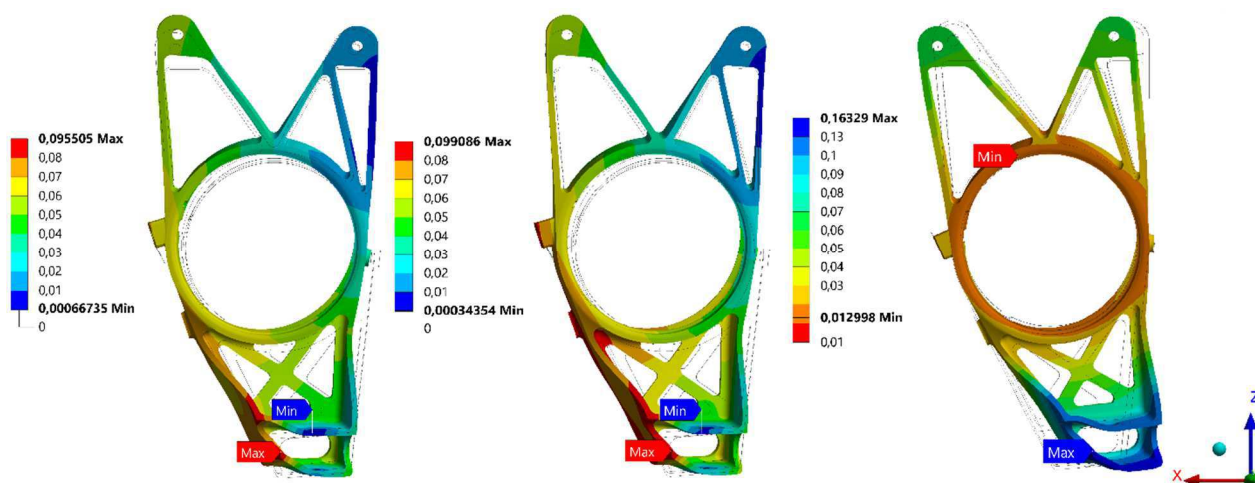
Vypočítané hodnoty a priebehy napätí sa pri tomto jazdnom stave takmer zhodujú. Maximálne napätia sa líšia len v jednotkách MPa a vo všetkých prípadoch je maximum v spodnom bode nosiča náboja. Vzájomne si odpovedajú aj jednotlivé priebehy napätí a podobá sa aj deformovaný tvar modelu.



Obr. 37 Priebeh napätia v nosiči náboja pri brzdení.

Maximálne napätie sa opäť vytvorilo na hrane otvoru pre skrutku, ktorá drží spodný guľový kĺb a dosiahlo približne hodnotu 130 MPa vo všetkých troch prístupoch. Deformácia telesa sa najviac odlišuje v prístupe so zaťažením od prvkov ramien. Toto je spôsobené nie úplnou ekvivalenciou väzby „Remote displacement“ pôsobiacej na ložiskách náboja a brzdový strmeň. Ako už bolo uvedené v kapitole 7.3 v tabuľke 10 je na ložiskách náboja povolená

rotácia okolo osi y. Tejto rotácii zabraňuje väzba na brzdovom strmeni, čo má za následok mierne natočenie modelu okolo osi y (obrázok vpravo).

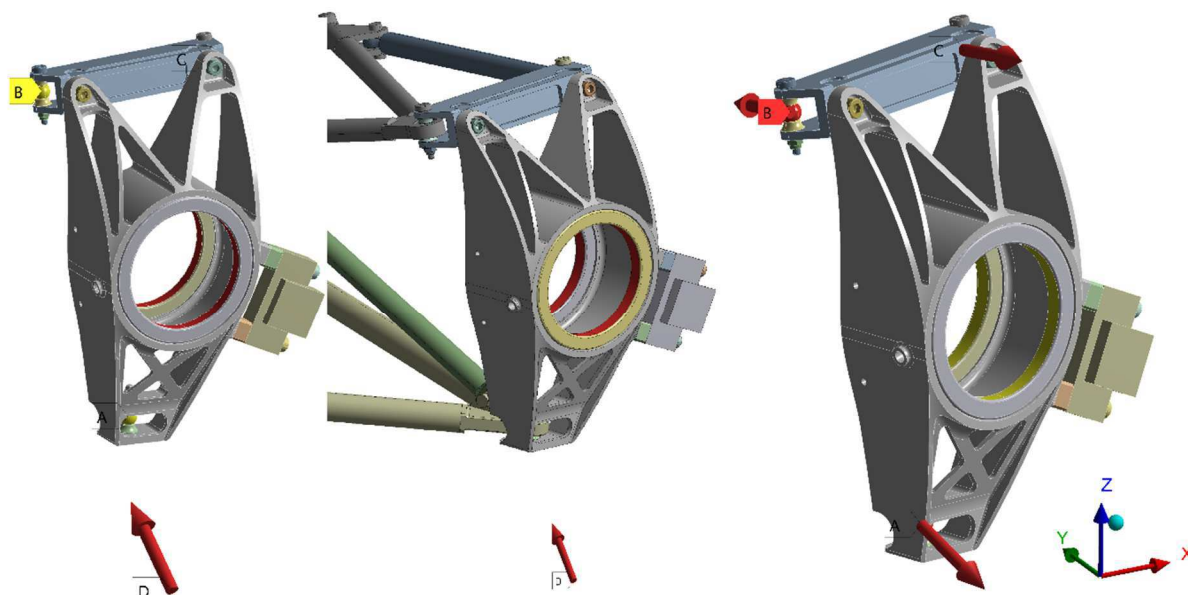


Obr. 38 Deformácia nosiča náboja pri brzdení.

Vo všetkých troch prístupoch dochádza najmä k deformácii spodnej časti nosiča náboja.

## 7.7 PREJAZD VOZIDLA ZÁKRUTOU

Pri prejazde vozidla zákrutou pôsobí zaťaženie v priečnej rovine vozidla. Nakoľko je možné posúvať silu len po svojej nositeľke, nebolo možné aplikovať silu v strede kolesa ale bolo potrebné jej pôsobisko posunúť do roviny vozovky. Sila je opäť zadaná prostredníctvom sily „Remote force“ (obr. 39).

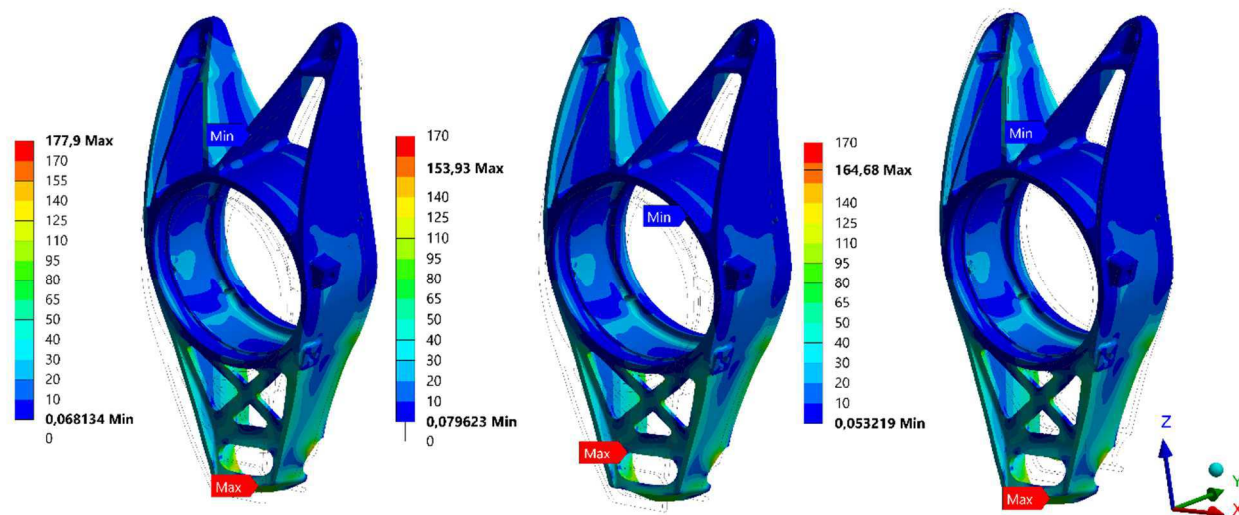


Obr. 39 Zaťaženie modelu pri prejazde vozidla zákrutou.

Po prevedení simulácií vyšiel znovu ako najviac zaťažený spodný bod nosiča náboja. Na rozdiel od predchádzajúceho jazdného stavu, kedy sa všetky tri výsledky líšili len minimálne, sa pri prejazde zákrutou tento rozdiel zväčšil na približne 25 MPa. Opäť je vidieť mierne

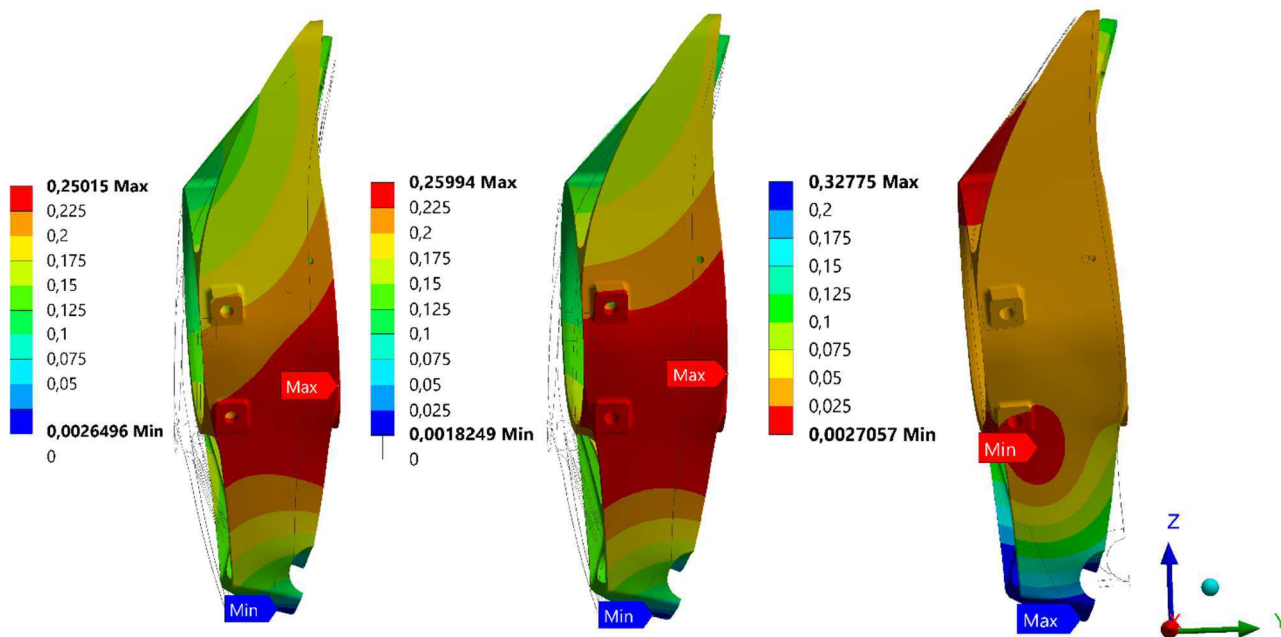


odlišný priebeh napätia pri analýze súčasným prístupom a v polohe maximálneho napätia pri modeli s prvkami zavesenia. Z hodnôt maximálnych napätí je možné usúdiť, že prejazd zákrutou je najkritickejší stav zo stavov posudzovaných v tejto práci.



Obr. 40 Priebeh vypočítaného napätia.

Nosič náboja pri prejazde zákrutou prenáša veľkú silu v priečnom smere čo má za následok deformáciu nosiča pripomínajúcu tvar písmena „S“. Navyše sa celý model nepatrne natočí okolo osi z (obr. 41). Rovnako ako pri napätí boli pri tomto jazdnom stave vypočítané aj najväčšie hodnoty deformácie.



Obr. 41 Deformácia nosiča náboja pri prejazde zákrutou.

## ZÁVER

Úlohou tejto práce bolo porovnať rôzne prístupy k analýze nosiča náboja zadného kola vozidla Formule Student. Motiváciou k tomuto kroku je snaha o spresnenie výpočtov a dosiahnutie presnejších výsledkov, čo má umožniť v budúcnosti navrhnúť tvar s vyššou tuhosťou a nižšou hmotnosťou. Nakoľko sa pri návrhu využíva topologická optimalizácia presnosť uvažovaných okrajových podmienok priamo ovplyvňuje výsledný tvar dielu. Pre účely analýzy boli zvolené tri stacionárne jazdné stavy, konkrétne sa jednalo o akceleráciu, brzdenie vozidla a prejazd vozidla zákrutou.

V práci boli zostavené tri simulačné modely, ktoré sa od seba líšili spôsobom upevnenia a zaťaženia modelu. Najprv prebehli simulácie súčasne používaným prístupom, kedy je model nosiča náboja upevnený pomocou väzieb „Remote displacement“ v bodoch pripojenia prvkov zavesenia kola. Výsledky získané týmto prístupom boli následne porovnané s prístupmi zohľadňujúcimi vplyv prvkov zavesenia a to buď priamo ich prítomnosťou v simulačnom modeli alebo nepriamo prostredníctvom síl z multi-body simulácie zadného zavesenia.

V práci sú ďalej popísané výhody a nevýhody jednotlivých prístupov z hľadiska zložitosti modelu, výpočtového času prípadne nutnosti prevádzania multi-body simulácií.

Najväčšie rozdiely boli zistené pri akcelerácii vozidla, kedy je zadná náprava navyše zaťažená o hodnotu dynamického prenosu zaťaženia. Rozdiel sa prejavil najmä na napätí v hornej časti nosiča náboja, kde došlo k lokálnemu nárastu napätia aj o viac ako 10 MPa teda 20 % hodnoty napätia získaného súčasným prístupom. Ako sa ukázalo, najkritickejším jazdným stavom je prejazd zákruty, kedy dochádza k vzniku najväčších napätí a deformácií. Najviac zaťaženým miestom na nosiči náboja je okolie otvoru pre skrutku, ktorou je k nosiču náboja pripevnený guľový kĺb.

Z výsledkov napätových analýz sa najviac približuje reálnemu stavu model s prvkami zavesenia, nakoľko prvky zavesenia určujú smer jednotlivých reakcií. Aby sa výsledky ešte viac priblížili realite odporúčam analyzovať každý stav s odpovedajúcou polohou prvkov zavesenia. Tento prístup je možné ďalej zdokonaľiť nahradením spodného ramena a „push rod-u“ väzbou „Remote displacement“ v spodnom bode nosiča náboja so zamedzenými posunutiami vo všetkých smeroch alebo použitím väzby „spherical joint“ typu „body to ground“ v tomto bode.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. : il. ISBN 80-239-6464-X.
- [2] Pushrod-Pullrod. *Formula 1 Dictionary* [online]. [cit. 21.5.2019] Dostupné z: [http://www.formula1-dictionary.net/pushrod\\_pullrod.html](http://www.formula1-dictionary.net/pushrod_pullrod.html)
- [3] MůjSolidWorks: magazín nejen pro konstruktéry. Brno: Nová média, 2018-, 2018(2). ISSN issn2570-9615.
- [4] KNÍŽEK, Martin, 3D tisk kovů se začíná prosazovat v průmyslu. *Hospodářské noviny* [online]. Dostupné z: <https://www.archiv.ihned.cz/c1-66554810-3d-tisk-kovu-se-zacina-prosazovat-v-prumyslu-zatim-se-vyuziva-hlavne-pro-vyrobu-prototypu-a-nastroju>D
- [5] Formula Student | TU Munich Tech Analysis - Page 2 of 3 - Racecar Engineering. *Racecar Engineering » Motorsport | Racing | Technology* [online]. Copyright © 2019 Chelsea Magazine Company [cit. 21.05.2019]. Dostupné z: <https://www.racecar-engineering.com/articles/formula-student-tu-munich-tech-analysis/2/>
- [6] *Revolve NTNU*. [Physics in action!...] *Facebook* [online]. 22. augusta 2018 10:00 [cit. 15.5.2019]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/RevolveNTNU/photos/a.203037476384358/2292139970807421/?type=3&theater>
- [7] *TU Brno Racing*. [Tohle jsou naše letošní těhlice...] *Facebook* [online]. 15. marca 2017 19:21 [cit. 30.1.2019]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/tubrnoracing/photos/a.296691720354744/1479760162047888/?type=3&theater://>
- [8] Uprights - Fabricated by TKD Engineering, welded by Concept Racing. *PRECISION MOTORSPORT FABRICATION | Concept Racing* [online]. [cit. 10.5.2019] Dostupné z: <https://www.conceptracing.co.uk/uprights/>
- [9] CastAlum - Steering & Suspension Knuckles . CastAlum - Our Company [online]. Copyright © Copyright CastAlum [cit. 21.05.2019]. Dostupné z: <http://www.castalum.com/components/steering-knuckles.html>Kokji
- [10] Rapid Casting. Giving you free functional concept of the product. CRP Meccanica. CNC Machining Company [online]. Copyright © [cit. 16.05.2019]. Dostupné z: <https://www.crpmeccanica.com/rapid-casting/>
- [11] New Additive Manufacturing Development Methods and Altair's HyperWorks 14.0 at HMI - 3Printr.com. 3Printr. com - The Magazine for 3D Print Technologies [online]. Copyright © 3Printr.com [cit. 13.05.2019]. Dostupné z: <https://www.3printr.com/see-new-additive-manufacturing-development-methods-altairs-hyperworks-14-0-hmi-1937229/>
- [12] *Revolve NTNU*. [HTS maskinteknikk as is a global supplier...] *Facebook* [online] 25. mája 2018 12:00 [cit. 10.5.2019] Dostupné z:

<https://www.facebook.com/RevolveNTNU/photos/a.203037476384358/2100577389963681/?type=3&theater>

- [13] GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, c1992. ISBN 1560911999.
- [14] MÍŠA, J. *Návrh nosiče zadního kola Formula Student*. Brno, 2018. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 84 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [15] BAXANT, Roman. *Analýza napjatosti uložení předního kola vozidla*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2018.
- [16] STARIAK, Gabriel. *Tenzometrické závěsy kol Formule Student*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2016.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$a_x$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Zrýchlenie v smere osi $x$
CAD		Computer-aided design
$D_A$	[N]	Aerodynamická sila
$d_h$	[mm]	Presah ťažného zariadenia za zadnou nápravou
$F_{BT}$	[N]	Sila pôsobiaca na brzdový kotúč v tečnom smere
$F_{Bx}$	[N]	Zložka sily $F_{BT}$ pôsobiaca v smere osi $x$
$F_{Bz}$	[N]	Zložka sily $F_{BT}$ pôsobiaca v smere osi $z$
$F_x$	[N]	Zložka sily pôsobiaca v smere osi $x$
$F_y$	[N]	Zložka sily pôsobiaca v smere osi $y$
$F_z$	[N]	Zložka sily pôsobiaca v smere osi $z$
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	Gravitačné zrýchlenie
$h$	[mm]	Výška ťažiska vozidla
$h_A$	[mm]	Výška pôsobiska aerodynamickej sily
$h_h$	[mm]	Výška ťažného zariadenia
$L$	[mm]	Rázvor náprav vozidla
$m$	[kg]	Hmotnosť vozidla
$M_B$	[Nm]	Brzdny moment
MKP		Metóda konečných prvkov
$r_d$	[mm]	Dynamický polomer kolesa
$R_{hx}$	[N]	Sila, ktorou pôsobí prívies na vozidlo v smere osi $x$
$R_{hz}$	[N]	Sila, ktorou pôsobí prívies na vozidlo v smere osi $z$
$r_s$	[mm]	Stredný polomer brzdového kotúča
SLM		Selective laser melting
$t$	[mm]	Rozchod kolies vozidiel
TIG		Tungsten inert gas
$W$	[N]	Tiaž vozidla
$W_f$	[N]	Zaťaženie prednej nápravy
$\alpha$	[°]	Uhol uchytania brzdového kotúča voči horizontálnej rovine
$\theta$	[°]	Uhol sklonu vozovky

## SEZNAM PŘÍLOH

Príloha 1 Zobrazenie priebehov redukovaného napätia a deformácií pri akcelerácii vozidla.

Príloha 2 Zobrazenie priebehov redukovaného napätia a deformácií pri brzdení vozidla.

Príloha 3 Zobrazenie priebehov redukovaného napätia a deformácií pri prejazde zákrutou.